

**MEXANIKA VA INSHOOTLAR SEYSMIK MUSTAHKAMLIGI
INSTITUTI HUZURIDAGI ILMIY DARAJALAR BERUVCHI
DSc.02/30.12.2019. T/FM.61.01 RAQAMLI ILMIY KENGASH ASOSIDA
BIR MARTALIK ILMIY KENGASH**

SAMARQAND DAVLAT ARXITEKTURA–QURILISH UNIVERSITETI

XODJABEKOV MURADJON USAROVICH

**TEBRANISHLARDAN HIMOYALANUVCHI MEXANIK SISTEMALARNI
STRUKTURAVIY MODELLASHTIRISH VA USTUVORLIGINI
TEKSHIRISH MASALALARI**

01.02.01 – Nazariy mexanika

01.02.04 – Deformatsiyalanuvchan qattiq jismlar mexanikasi

**FIZIKA-MATEMATIKA FANLARI DOKTORI
(Doctor of Science) DISSERTATSIYASI
AVTOREFERATI**

Toshkent –2024

**Fizika-matematika fanlari doktori (DSc) dissertatsiyasi avtoreferati
mundarijasi**

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

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

Xodjabekov Muradjon Usarovich

Tebranishlardan himoyalانuvchi mexanik sistemalarni strukturaviy modellashtirish
va ustuvorligini tekshirish masalalari5

Ходжабеков Мурадjon Усарович

Задачи структурного моделирования и исследования устойчивости
виброзащищаемых механических систем34

Khodjabekov Muradjon Usarovich

Problems of structural modeling and stability of mechanical systems protected from
vibrations.....66

E'lon qilingan ishlar ro'uxati

Список опубликованных работ

List of published works.....70

**MEXANIKA VA INSHOOTLAR SEYSMIK MUSTAHKAMLIGI
INSTITUTI HUZURIDAGI ILMIY DARAJALAR BERUVCHI
DSc.02/30.12.2019. T/FM.61.01 RAQAMLI ILMIY KENGASH ASOSIDA
BIR MARTALIK ILMIY KENGASH**

SAMARQAND DAVLAT ARHITEKTURA–QURILISH UNIVERSITETI

XODJABEKOV MURADJON USAROVICH

**TEBRANISHLARDAN HIMOYALANUVCHI MEXANIK SISTEMALARNI
STRUKTURAVIY MODELLASHTIRISH VA USTUVORLIGINI
TEKSHIRISH MASALALARI**

01.02.01 – Nazariy mexanika

01.02.04 – Deformatsiyalanuvchan qattiq jismlar mexanikasi

**FIZIKA-MATEMATIKA FANLARI DOKTORI
(Doctor of Science) DISSERTATSIYASI
AVTOREFERATI**

Toshkent – 2024

Fizika-matematika fanlari doktori (DSc) dissertatsiyasi mavzusi O‘zbekiston Respublikasi Oliy ta’lim, fan va innovatsiyalar vazirligi huzuridagi Oliy attestatsiya komissiyasida B2023.3.DSc/FM179 raqam bilan ro‘yxatga olingan.

Dissertatsiya Samarqand davlat arxitektura–qurilish universitetida bajarilgan.

Dissertatsiya avtoreferati uch tilda (o‘zbek, rus, ingliz (rezyume)) Ilmiy kengash veb-sahifasida (www.insmech.uz) va "Ziyonet" Axborot ta’lim portalida (www.ziyonet.uz) joylashtirilgan.

Ilmiy maslahatchilar:

Dusmatov Olimjon Musurmonovich

fizika-matematika fanlari doktori, professor

Mirsaidov Mirziyod Mirsaidovich

texnika fanlari doktori, professor, O‘zRFA akademigi

Rasmiy opponentlar:

Mardonov Batirjan Mardonovich

fizika-matematika fanlari doktori, professor

Korshunova Natalya Aleksandrovna

fizika-matematika fanlari doktori, professor

Teshaev Muhsin Xudoyberdievich

fizika-matematika fanlari doktori, professor

Etakchi tashkilot: – Islom Karimov nomidagi Toshkent davlat texnika universiteti

Dissertatsiya himoyasi Mexanika va inshootlar seysmik mustahkamligi instituti huzuridagi fan doktori ilmiy darajasini beruvchi DSc.02/30.12.2019. T/FM.61.01 raqamli Ilmiy Kengash asosidagi bir martalik Ilmiy Kengashning 2024 yil _____ soat _____ dagi majlisida bo‘lib o‘tadi (Manzil: 100047, Toshkent, Yahyo G‘ulomov ko‘chasi, 70 uy, Tel.: (99871) 233-68-47; Faks: (99871) 233-74-82, e-mail: kanselyaria@academy.uz).

Dissertatsiya bilan Mexanika va inshootlar seysmik mustahkamligi instituti Axborot-resurs markazida tanishish mumkin (№ _____ raqam bilan ro‘yxatga olingan.). Manzil: 100047, Toshkent, Yahyo G‘ulomov ko‘chasi, 70 uy, Tel.: (99871) 233-68-47; Faks: (99871) 233-74-82, e-mail: kanselyaria@academy.uz

Dissertatsiya avtoreferati 2024 yil _____ kuni tarqatildi.

(2024 yil _____ dagi _____ raqamli reestr bayonnomasi)

M.M. Mirsaidov

Ilmiy darajalar beruvchi

bir martalik ilmiy kengash raisi, texnika fanlari doktori, professor, O‘zRFA akademigi.

M.K. Usarov

Ilmiy darajalar beruvchi

bir martalik ilmiy kengash ilmiy kotibi, fizika-matematika fanlari doktori, professor.

A.A. Rizayev

Ilmiy darajalar beruvchi

bir martalik ilmiy kengash qoshidagi ilmiy seminar raisi, texnika fanlari doktori, professor.

KIRISH (fan doktori (DSc) dissertatsiyasi annotatsiyasi)

Dissertatsiya mavzusining dolzarbligi va zarurati. Jahonda zamonaviy texnika va texnologiyalarning turli sohalarida mashina va mexanizmlarning, qurilma va ularning elementlarining tashqi ta'sirlar natijasidagi tebranma harakatlarini matematik modellashtirish, ularda paydo bo'ladigan zararli tebranishlarni so'ndirish, mukammal ishlashiga to'sqinlik qilayotgan omillarni aniqlash hamda ularni bartaraf etish choralarini ko'rishga, uzoq muddat ishonchli ishlashini ta'minlashga alohida ahamiyat berilmoqda. Hozirgi kunda rivojlangan mamlakatlarda turli qurilmalarni loyihalashda murakkab mexanik sistemalarni matematik modellarini yaratish va zararli tebranishlarini so'ndirishda yangi tipdagi dinamik so'ndirgichlarni qo'llash muammolarni hal etish muhim ahamiyat kasb etmoqda. Bu borada, jumladan mexanik sistemalarning tebranma harakatlari dinamikasi va ustuvorligi bilan bog'liq muammolarni ilmiy asoslab, matematik modellarini ishlab chiqish, dinamikasini o'rganish, tebranish jarayonida ularda paydo bo'ladigan zararli tebranishlarni so'ndirish va sistemalarning chiziqli bo'lmagan tebranishlarida ustuvorligini tekshirishga alohida e'tibor qaratilmoqda.

Jahonda murakkab mexanik sistemalarni matematik modellarini ishlab chiqish, ularni zararli tebranishlardan himoyalash va chiziqli bo'lmagan tebranishlari ustuvorligini tekshirish bo'yicha ilmiy tadqiqotlar olib borilmoqda. Ushbu yo'nalishda, jumladan taqsimlangan parametrli mexanik sistemalarning suyuqlik bo'g'inli dinamik so'ndirgichlar bilan birgalikdagi turli jarayonlardagi tebranishlarini matematik modellashtirish, ustuvorligini tekshirish va dinamikasini baholash bo'yicha tadqiqotlar ustuvor hisoblanmoqda. Shu bilan birga, gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali murakkab mexanik sistemalarning turli tashqi ta'sirlar natijasidagi tebranishlarini matematik modellashtirish va ustuvorligini tekshirish hamda ustuvorlik shartlari va sohalarini konstruktiv parametrlarga bog'liq holda aniqlash dolzarb vazifalardan hisoblanmoqda.

Respublikamizda sanoat va texnikaning ko'plab sohaları - aviatsiyada, suv osti transportlarida, temiryo'l transportida va ishlab chiqarish texnologiyalarida keng qo'llanilayotgan murakkab mexanizmlar va qurilmalarni matematik modellashtirish, dinamikasini baholash hamda ustuvorligini tekshirishga qaratilgan ko'plab loyihalar ustida ilmiy-tadqiqot ishlari olib borilmoqda. 2022-2026 yillarga mo'ljallangan Yangi O'zbekistonning taraqqiyot strategiyasida, jumladan "Sanoat tarmoqlarida yo'qotishlarni kamaytirish va resurslarni ishlatish samaradorligini oshirish..., qurilish materiallari ishlab chiqarish klasterlarini tashkil etish..."¹ vazifalari belgilab berilgan. Mazkur vazifani amalga oshirish, jumladan turli tashqi ta'sir etuvchi omillarni hamda konstruktiv parametrlarni hisobga olgan holda tebranishlardan himoyalovchi murakkab mexanik sistemalarni real ishlash jarayonini va konstuksiylarining murakkabligini e'tiborga olib, matematik modellashtirish va loyihalash, dinamikasini baholash, ustuvorligini tekshirish masalalari dolzarb hisoblanadi.

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.

O‘zbekiston Respublikasi Prezidentining 2022 yil 28 yanvardagi PF-60-son “2022-2026 yillarga mo‘ljallangan Yangi O‘zbekistonning taraqqiyot strategiyasi to‘g‘risidagi” Farmoni, 2008 yil 15 iyuldagi PQ-916-son “Innovatsion loyihalar va texnologiyalarni ishlab chiqarishga tatbiq etishni rag‘batlantirish borasidagi qo‘shimcha chora-tadbirlar to‘g‘risida”, 2017 yil 17 fevraldagi PQ-2789-son “Fanlar akademiyasi faoliyati, ilmiy-tadqiqot ishlarini tashkil etish, boshqarish va moliyalashtirishni yanada takomillashtirish chora-tadbirlari to‘g‘risida”gi Qarorlari hamda mazkur faoliyatga tegishli boshqa me‘yoriy-huquqiy hujjatlarda belgilangan vazifalarni amalga oshirishga ushbu dissertatsiya tadqiqoti muayyan darajada xizmat qiladi.

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

Dissertatsiyaning mavzusi bo‘yicha xorijiy ilmiy-tadqiqotlar sharhi². Yangi tipdagi suyuqlik bo‘g‘inli dinamik so‘ndirgichlarni loyihalash, takomillashtirish, optimal parametrlarini aniqlash va ularni tebranishlardan himoyalovchi ob‘yektlar sifatida qo‘llashga qaratilgan ilmiy tadqiqotlar jahonning etakchi ilmiy markazlari, jumladan Beijing institute of technology, Tsinghua University (Xitoy Xalq Respublikasi), University of Massachusetts Amherst, California institute of technology (AQSh), Busan National University (Korea), Perm davlat universiteti, Peterburg politexnika universiteti, M.V.Lomonosov nomidagi Moskva davlat universiteti (Rossiya), M.T.O‘razboyev nomidagi mexanika va inshootlar seysmik mustahkamligi instituti, Toshkent irrigatsiya va qishloq xo‘jaligini mexanizatsiyalash muhandislari instituti Milliy tadqiqot universiteti, O‘zbekiston Milliy universiteti (O‘zbekiston) va boshqalarda amalga oshirilmoqda.

Tebranishlardan himoyalovchi taqsimlangan parametrli sistemalarni matematik modellarini ishlab chiqish, dinamikasini baholash bo‘yicha dunyo miqyosida jumladan, quyidagi muhim natijalar olingan: yuqori chasotalarda zararli tebranishlarni so‘ndirishda asosan qattiq jismlar dinamik so‘ndirgichlarning samaradorligi yuqori ekanligi isbotlangan (Ukraina Milliy texnika universiteti “Kiyev politexnika instituti”, Ukraina, Massachusetes texnologiya institute, AQSh); mexanik sistemalarning past chastotalardagi zararli tebranishlarini so‘ndirishda suyuqlik bo‘g‘inli dinamik so‘ndirgichlarni qo‘llash samaradorligini baholash metodikasi ishlab chiqilgan (Ukraina Milliy texnika universiteti “Kiyev politexnika instituti”, Ukraina); sterjen tipidagi deformatsiyalanuvchan qattiq jismlar sistemalarni o‘rganish – chiziqli bo‘lmagan xarakteristikalarini tadqiq etish, matematik modellashtirish, dinamikasini o‘rganish, ustuvorligini tekshirish masalalarining yechimlari taklif etilgan (Lids universiteti, Buyuk Britaniya, Ukraina Milliy texnika universiteti “Kiyev politexnika instituti”, Ukraina, M.V.Lomonosov nomidagi Moskva davlat universiteti, Rossiya); turli tashqi ta’sirlar ostidagi plastinkali sistemalarning tebranma harakatlari tadqiq etilgan (Darmstadt mexanika

²<https://english.bit.edu.cn/>, www.tsinghua.edu.cn/en/, www.caltech.edu, www.umass.edu, www.pusan.ac.kr, www.spbstu.ru, www.msu.ru, www.psu.ru, <https://instmech.academy.uz/ru>, <https://www.mechanik.tu-darmstadt.de/index.en.jsp>

universiteti, Germaniya, M.T.O‘razboyev nomidagi mexanika va inshootlar seysmik mustahkamligi instituti, O‘zbekiston).

Dunyoda sanoat, texnika va muhandislikning ko‘plab sohalarida mexanik sistemalarni past chastotali zararli tebranishlardan himoyalash, dinamik so‘ndirgichlar yordamida tebranishlarni so‘ndirish, tebranishlardan himoyalovchi taqsimlangan parametrlil mexanik sistemalarni matematik modellashtirishga qaratilgan bir qator, jumladan quyidagi ustuvor yo‘nalishlarda: kinematik va tasodifiy qo‘zg‘alishlarda tebranishlardan himoyalovchi mexanik sistemalarni matematik modellashtirish; mexanik sistemalarni dissipativ xarakteristikalarini hisobga olgan holda tebranma harakatlari ustuvorligini tekshirishga oid tadqiqotlar olib borilmoqda.

Muammoning o‘rganilganlik darajasi. O‘zbekiston va xorij olimlari tomonidan taqsimlangan parametrlil mexanik sistemalarni matematik modellashtirish va ularning zararli tebranishlarini dinamik so‘ndirish prinsiplari masalalariga bag‘ishlangan ko‘plab ilmiy-tadqiqot ishlari Sh.P.Alimuxamedov, F.B.Badalov, G.A.Baxodirov, E.S.Briskin, A.V.Voropay, O.M.Dusmatov, S.V.Eliseev, O.V.Zemskova, D.N.Ivanov, K.A.Karimov, V.G.Klimov, B.G.Korenev, V.B.Larin, V.P.Legeza, B.B.Mardonov, M.M.Mirsaidov, N.V.Naumova, V.P.Pavlov, M.A.Pavlovskiy, T.R.Rashidov, Yu.V.Radish, L.M.Reznikov, A.A.Rizayev, L.M.Rijkov, Q.Xusanov, M.Teshaev, K.V.Frolov, F.A.Furman, V.P.Shpachuk, V.B.Yakovenko, P.Alessandro, J.Bonsel, J.Banerjee, A.El-Bassiouny, N.Evangelos, R.Fey, W.Gunawardana, J.Haiyan, D.Hu, X.Jue, N.Jaini, Ch.Liquin, K.Mkrtchyan, H.Nijmeijer, Ch.Chaohe, H.Yong, H.Su, S.Sapna, M.Zainulabidin va boshqalar tomonidan olib borilgan bo‘lsa, tebranuvchi sistemalarning ustuvorligini tekshirish masalalari B.Atajanov, N.N.Bogolyubov, M.N.Sidiqov, X.M.Buranov, V.I.Vorotnikov, I.I.Gubanova, O.L.Zuev, A.V.Karapetyan, N.A.Korshunova, M.A.Lukyanov, M.M.Martinyuk, D.R.Merkin, V.G.Miladjanov, Yu.A.Mitropolskiy, N.N.Moiseev, M.A.Pavlovskiy, YA.G.Panovko, L.M.Rijkov, V.V.Rumyansev, V.I.Slyuntyay, X.T.Turaev, N.G.Chetaev, D.Baran, R.V.Bobryk, L.Chen, A.Chrzeszczyk, A.Fidlin, K.Ito, L.Hou, S.Kelly, L.Kurpa, D.Liu, O.Mazur, A.N.Michel, M.Migdalovici, H.Ramon, E.Siller, Y.Tang, J.Villarreal, Y.Wang, H.Wu, Zh.Wu, W.C.Xie, Y.Xi, H.Zhang va boshqa olimlar tomonidan yechilgan.

N.M.Paynter tomonidan asos solingan strukturaviy modellashtirish – graf bog‘lanishlar usuli O.M.Dusmatov, M.A.Pavlovskiy, V.B.Yakovenko, F.T.Brown, W.Borutzky, D.C.Karnopp, J.Kypuros, D.L.Margolis, R.C.Rosenberg, M.Tenreiro, M.Vitor va boshqalar tomonidan takomillashtirilgan.

Bugungi kunda garmonik, tasodifiy va tasodifiy parametrik qo‘zg‘alishlar ta’sirlarida taqsimlangan parametrlil gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali mexanik sistemalarning suyuqlik bo‘g‘inli dinamik so‘ndirgich bilan birgalikdagi chiziqli bo‘lmagan tebranishlarini strukturaviy matematik

modellashtirish, hisoblash usullarini takomillashtirish, dinamikasini baholash, ustuvorligini tekshirish echilishni 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 kinematik, tasodifiy va tasodifiy parametrik qo'zg'alishlar ta'siridagi taqsimlangan parametrli gisterezis tipidagi dissipativ xarakteristikali elastik sistemalar va suyuqlik bo'g'inli dinamik so'ndirgichlarning birgalikdagi chiziqli bo'lmagan tebranishlarini strukturaviy modellashtirish, dinamikasini baholash, hisoblash usullarini takomillashtirish, ustuvorligini tekshirish muammolarini hal qilish metodikalarini ishlab chiqishdan iborat.

Tadqiqotning vazifalari:

taqsimlangan parametrli gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali sistemalarning modal massalari va bikrlilari analitik ko'rinishda aniqlash;

gisterezis tipidagi dissipativ xarakteristikali elastik sterjen, plastinka va suyuqlik bo'g'inli dinamik so'ndirgichlarning birgalikdagi chiziqli bo'lmagan tebranishlarini graf bog'lanishlar usuli yordamida strukturaviy modellashtirish metodikasini ishlab chiqish;

kinematik va tasodifiy qo'zg'alishlarda tebranishlardan himoyalannuvchi taqsimlangan parametrli sistemalarning gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikalarini hisobga olgan holda chiziqli bo'lmagan tebranishlari dinamikasini baholash va ustuvorligini tekshirish usullarini takomillashtirish;

tebranishlardan himoyalannuvchi elastik sistemalarning ustuvorlik chegaralari va sohalarini sistema parametrlarining turli qiymatlari uchun sonli hisoblashlar natijalari asosida aniqlash va olingan natijalarni tahlil qilish;

suyuqlik bo'g'inli dinamik so'ndirgichga ega bo'lgan elastik sterjenning bo'ylama chiziqli bo'lmagan tebranishlarini strukturaviy matematik modellashtirish, dinamikasini va ustuvorligini tekshirish metodikasini ishlab chiqish;

suyuqlik bo'g'inli dinamik so'ndirgichning zararli tebranishlarni so'ndirishdagi effektivligini baholash, effektivligini ta'minlash bo'yicha konstruktiv parametrlarini aniqlash, tavsiyalar ishlab chiqish.

Tadqiqotning ob'ekti sifatida taqsimlangan massali elastik sterjenlar va plastinkalar tebranishlardan himoyalannuvchi ob'ektlar, qattiq jismlar va suyuqlikdan iborat dinamik so'ndirgichlar tebranishlardan himoyalovchi qurilmalar sifatida olingan.

Tadqiqotning predmetini strukturaviy matematik modellashtirish, hisoblash usullarini takomillashtirish, tebranishlardan himoyalannuvchi elastik sistemalar dinamikasini baholash, sistema parametrlariga bog'liq holda ustuvorlik shartlari va chegaralarining analitik ifodalarini aniqlash va sonli tahlil qilish, tavsiyalar ishlab chiqish tashkil etadi.

Tadqiqotning usullari. Tadqiqot jarayonida nazariy mexanika, tebranishlar nazariyasi, gidromexanika, hisoblashning kompyuter texnologiyalari va sonli tahlil, vertikal urinmalar, sekin o'zgaruvchi amplitudalar, graf bog'lanishlari, Lyapunovning birinchi yaqinlashish, Raus kriteriyasi hamda Ito usullaridan foydalanilgan.

Tadqiqotning ilmiy yangiligi quyidagilardan iborat:

kinematik, tasodifiy va tasodifiy parametrik qo'zg'alishlarda sterjen va plastinka materiallarida gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikalarini va suyuqlik bo'g'inli dinamik so'ndirgichning dempferlash xususiyatlarini hisobga olgan holda sistemalarning ko'ndalang va bo'ylama chiziqli bo'lmagan tebranishlari graf bog'lanishlar usuli yordamida matematik modellari ishlab chiqilgan;

elastik sterjen va plastinkaning suyuqlikli dinamik so'ndirgich bilan birgalikdagi chiziqalmas tebranishlari dinamikasini o'rganish va ustuvorligini tekshirish metodikasi takomillashtirilgan;

tebranishlardan himoyalovchi sterjen va plastinkani uzatish funksiyalarining analitik ifodalari sistemalarning gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikalarini hisobga olib, konstruktiv parametrlarga bog'liq holda aniqlash asoslangan;

uzatish funksiyalarining minimumga erishish shartlari asosida past chastotali zararli ko'ndalang tebranishlarini so'ndirishda suyuqlik bo'g'inli dinamik so'ndirgichlarning effektivligini konstruktiv parametrlar va o'zgaruvchilar bo'yicha baholash asoslangan;

turli jarayonlardagi tebranishlardan himoyalovchi sterjen va plastinkaning ustuvorlik chegaralarini va sohalarini aniqlashning sonli tahlil etish algoritmi sistemalarning gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikalarini hisobga olib, konstruktiv parametrlarga bog'liq holda ishlab chiqilgan.

Tadqiqotning amaliy natijalari quyidagilardan iborat:

gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali sterjen, plastinka va suyuqlik bo'g'inli dinamik so'ndirgichning kinematik, tasodifiy va tasodifiy parametrik tebranishlarining matematik modellari, hisoblash usullarini va algoritmlarini takomillashtirish, dinamikasini baholash, ustuvorligini tekshirish metodikalari ishlab chiqilgan;

taqsimlangan parametrlar sterjen va plastinka tipidagi konstruksiyalarning past chastotali zararli ko'ndalang tebranishlarini so'ndirishda suyuqlik bo'g'inli dinamik so'ndirgichning parametrlarini tanlash metodikasi ishlab chiqilgan;

tebranishlarini dinamik so'ndirish effektivligini oshirishda, ya'ni tebranish amplitudalarini kamaytirishda va sistema harakatlari ustuvorligini ta'minlashda sterjen, plastinka materiallarining va suyuqlik bo'g'inli dinamik so'ndirgichlarning elastik dempferlovchi elementlarining dissipativ xossalari muhimligi asoslangan va tavsiyalar ishlab chiqilgan;

tebranishlardan himoyalovchi va himoyalovchi sistemalarning konstruktiv parametrlarni tanlash bo'yicha tahliliy natijalar va zarur xulosalar keltirilgan.

Tadqiqot natijalarining ishonchliligi. Ishlab chiqilgan modellarning adekvatligi, hisoblash usullarining ishonchliligi va olingan natijalarning to'g'riligi boshqa mualliflarning natijalari bilan solishtirish orqali isbotlangan. Ishlab chiqilgan

modellardan xususiy hollarda adabiyotlarda ma'lum bo'lgan modellar kelib chiqishi ko'rsatilgan.

Tadqiqot natijalarining ilmiy va amaliy ahamiyati. Tadqiqot natijalarining ilmiy ahamiyati tebranishlardan himoyalannuvchi gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali taqsimlangan parametrli elastik sistemalarning chiziqli bo'lmagan tebranma harakatlarini strukturaviy matematik modellashtirilgani, dinamikasini va ustuvorligini tekshirish metodikalarining ishlab chiqilganligi bilan baholanadi. Tadqiqot ishida olingan natijalar strukturaviy usullarni qo'llash mumkin bo'lgan masalalar doirasini kengaytirish imkonini beradi.

Tadqiqot natijalarining amaliy ahamiyati sanoat va texnikaning turli sohalarida qo'llanilayotgan mexanik sistemalarni zararli tebranishlardan himoyalash, qismlarining mustahkamligi va ularning mukammal, uzoq muddat ishlashini ta'minlash, tebranishlardan himoyalannuvchi qurilmalarni loyihalashda konstruktiv parametrlarni tanlash imkoniyatini berishi bilan izohlanadi.

Tadqiqot natijalarining joriy qilinishi. Tebranishlardan himoyalannuvchi mexanik sistemalarni strukturaviy modellashtirish va ustuvorligini tekshirish masalalari bo'yicha olingan natijalar asosida:

kinematik, tasodifiy va parametrik tasodifiy tebranishlarda taqsimlangan parametrli sistemalar harakatlarini matematik modellashtirish, ustuvorligini tekshirish, ustuvorlik shartlarining analitik ifodalarini aniqlash usuli hamda sistema konstruktiv parametrlarining turli qiymatlarida ustuvorlik chegaralarini va sohalarini sonli tahlil etish algoritmlari Jizzax viloyat transport boshqarmasida transport vositalari qismlari harakatlarini garmonik, tasodifiy va parametrik tasodifiy tebranishlar ta'sirida matematik modellashtirishda, ustuvorligini tekshirishda qo'llanilgan (O'zbekiston Respublikasi Transport vazirligining 13.12.2022 yildagi № 2/7724 sonli ma'lumotnomasi). Natijalarning qo'llanilishi transport vositalari qismlarining tashqi ta'sirlardagi tebranishlarini matematik modellashtirish hamda ustuvorligini ta'minlash imkonini bergan.

tebranishlardan himoyalannuvchi taqsimlangan parametrli sterjen va plastinka harakatlarining ustuvorlik shartlari, ustuvorlik chegaralarini va sohalarini sonli tahlil etish algoritmi, garmonik va tasodifiy qo'zg'alishlar ta'siridagi gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali sterjen va plastinkalarning suyuqlik bo'g'inli dinamik so'ndirgichlar bilan birgalikdagi tebranishlari uchun graf bog'lanishlar usuli yordamida olingan matematik modellashtirish metodikasi hamda chastota tenglamasining sistema parametrlariga bog'liq holda aniqlangan ifodasi asosida "Nazariy mexanika" nomli o'quv qo'llanma nashr etilgan (O'zbekiston Respublikasi Oliy va o'rta maxsus ta'lim vazirligining 2021 yil 31 maydagi 237-son buyrug'i bilan tasdiqlangan 137-702-raqamli guvohnoma) va "70730306-Unikal binolarni loyihalashtirish va qurish" magistratura mutaxassisligi uchun unikal bino va inshootlar dinamikasi fani dasturini ishlab chiqishda foydalanilgan (O'zbekiston Respublikasi Oliy va o'rta maxsus ta'lim vazirligining 01.12.2022 yildagi № 02/01-01-89 sonli ma'lumotnomasi). Natijalarning qo'llanilishi o'quv rejadagi "Unikal bino va inshootlar dinamikasi" fanining "Bino va inshootlarning dinamik hisobiy modelini tanlash, yuklarni to'plash qoidalari. Xususiy chastotalar va formalarni aniqlash", "Erkinlik darajasi cheksiz bo'lgan o'zgarmas kesimli balkaning erkin

tebranishlari. Xususiy chastotalar va shakllarni aniqlash” va “Sterjenning bo‘ylama tebranishlari. Xususiy chastotalar va formalarni aniqlash. Murakkab elastik sistemalarning dinamik xarakterlarini taqribiy usullar yordamida aniqlash” mavzulari bo‘yicha past chastotali zararli tebranishlarni so‘ndirish, tahlil qilish, o‘zgaruvchilar va parametrlarni zaruriy tanlash masalalarini yechish imkonini bergan.

Tadqiqot natijalarining aprotatsiyasi. Mazkur tadqiqot natijalari 12 ta xalqaro va 1 ta Respublika miqyosidagi konferensiyalarda, “Toshkent irrigatsiya va qishloq xo‘jaligini mexanizatsiyalash muhandislar institut” Milliy tadqiqot universiteti “Nazariy va qurilish mexanikasi” kafedrasida qoshidagi “Mexanika muammolari” bo‘yicha OTM Respublika ilmiy seminarida (2022 yil, 6 may, bayonnoma №4.), O‘zRFA qoshidagi M.T.O‘rozboev nomidagi Mexanika va inshootlar seysmik mustahkamligi institutining “Konstruksiya va inshootlarning seysmik mustahkamligi” birlashgan ilmiy seminarlarida (2022 yil, 18 may, bayonnoma №5, 2023 yil, 6 dekabr, bayonnoma №5), M.Ulug‘bek nomidagi Samarqand davlat arxitektura-qurilish universiteti ilmiy seminarida (2023 yil, 29 sentyabr, bayonnoma №1) ma‘ruza qilingan va “Toshkent irrigatsiya va qishloq xo‘jaligini mexanizatsiyalash muhandislar instituti” Milliy tadqiqot universiteti “Mexanika va kompyuterli modellashtirish” kafedrasida qoshidagi “Mexanika muammolari” bo‘yicha Oliy o‘quv yurtlararo Respublika ilmiy seminarida (2023 yil, 18 noyabr, bayonnoma №15) va muhokamasidan o‘tgan.

Tadqiqot natijalarining e‘lon qilinishi. Dissertatsiya mavzusi bo‘yicha 26 ta ilmiy ish chop etilgan bo‘lib ulardan 17 tasi ilmiy maqola, 3 tasi intellektual mulk huquqi guvohnomasi, 6 tasi xalqaro va respublika miqyosidagi ilmiy-amaliy konferensiya hamda seminarlarning materiallari to‘plamlarida chop etilgan. O‘zbekiston Respublikasi Oliy ta‘lim, fan va innovatsiyalar vazirligi huzuridagi Oliy attestatsiya komissiyasining fan doktori (DSc) dissertatsiyalari asosiy ilmiy natijalarini chop etish tavsiya etilgan ilmiy nashrlarda 16 ta maqola, shulardan 11 tasi xorijiy, 5 tasi respublika miqyosidagi nashrlarda chop etilgan.

Dissertatsiyaning hajmi va tuzilishi. Dissertatsiya ishi 178 sahifadan iborat bo‘lib, kirish, beshta bob, xulosa, foydalanilgan adabiyotlar ro‘yxati va ilovalardan tashkil topgan.

Muallif ilmiy maslahatchilari fizika-matematika fanlari doktori, professor O.M.Dusmatov va texnika fanlari doktori, professor, O‘zRFA akademigi M.M.Mirsaidovga doimiy maslahatlari uchun o‘zining samimiy minnatdorchiligini bildiradi.

DISSERTATSIYANING ASOSIY MAZMUNI

Kirish qismida tadqiqotning dolzarbligi va zarurati asoslangan, Respublika fan va texnologiyalari rivojlanishining ustuvor yo‘nalishlariga mosligi ko‘rsatilgan, mavzu bo‘yicha ilmiy-tadqiqotlar sharhi, muammoning o‘rganilganlik darajasi keltirilgan, tadqiqot maqsadi va vazifalari, ob‘ekti, predmeti tavsiflangan, tadqiqotning ilmiy yangiligi, amaliy natijalari, natijalarining ishonchliligi bayon qilingan. Tadqiqot natijalarining ilmiy va amaliy ahamiyati ochib berilgan, tadqiqot

natijalarining joriy qilinishi, natijalarining e'lon qilinganligi hamda dissertatsiyaning tuzilishi va hajmi bo'yicha ma'lumotlar keltirilgan.

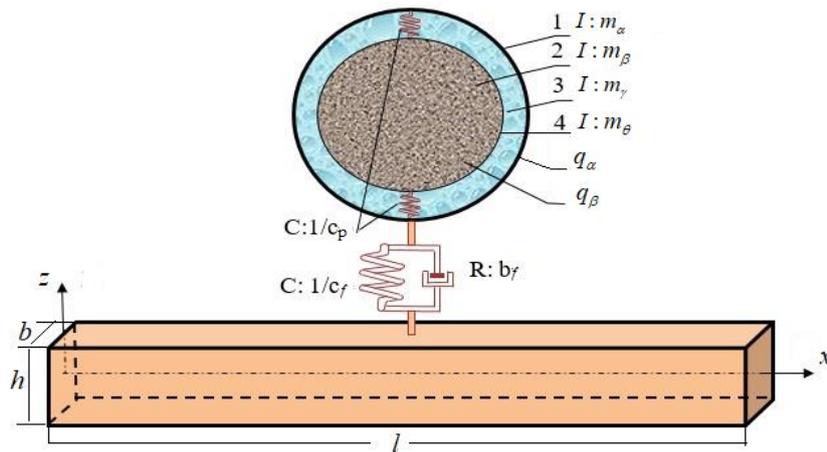
Dissertatsiyaning **“Muammoning o'rganilganlik darajasi bo'yicha adabiyotlar tahliliy sharhi”** deb nomlangan birinchi bobida turli tipdagi dinamik so'ndirgichlar, sterjenlar va plastinkalarning turli jarayonlardagi harakatlarini matematik modellashtirish, dinamikasi va absolyut ustuvorligini (matnda keying o'rinlarda ustuvorlik deb yuritiladi) tekshirish hamda graf bog'lanishlar strukturaviy usulini mexanik sistemalarni matematik modellashtirishda qo'llanilishining o'rganilganlik darajasi bo'yicha adabiyotlarning tahliliy sharhi keltirilgan.

Bunda texnika va texnologiya hamda muhandislik sohalorida qurilmalar va ularning elementlarining zararli tebranishlarini so'ndirishda samarali bo'lgan suyuqlik bo'g'inli dinamik so'ndirgichlarning dempferlash xususiyatlarini o'rganish, passiv, yarim aktiv va aktiv sistemalarni dempferlash xususiyatlarini tekshirish, tebranishlardan himoyalannuvchi sterjenlar va plastinkalarning tebranish formalarini tajriba o'tkazish yo'li bilan aniqlash, ularning turli tipdagi dinamik so'ndirgichlar bilan birgalikdagi kinematik qo'zg'alishlar ta'siridagi ko'ndalang, bo'ylama, buralma tebranishlarini, tebranishlardan himoyalannuvchi plastinkalarning tebranishlarini so'ndirish, ustuvorlik sohalarni va chegaralarini aniqlash, tebranishlardan himoyalannuvchi gisterezis tipidagi dissipativ xarakteristikali elastik sistemalarni turli jarayonlarda matematik modellashtirish va dinamikasi o'rganish, to'plangan va taqsimlangan massali sistemalarning tebranma harakatlarini graf bog'lanishlar usuli yordamida matematik modellashtirishning nazariy asoslari, qo'llanilishi masalalarini qamrab olgan ko'plab adabiyotlar tahliliy o'rganilgan.

Kinematik, tasodifiy va tasodifiy parametrik qo'zg'alishlar ta'siridagi gisterezis tipidagi dissipativ xarakteristikali elastik sterjenlar va plastinkalarning suyuqlik bo'g'inli dinamik so'ndirgichlar bilan birgalikdagi chiziqli bo'lmagan harakatlarini dissipativlik va suyuqlik xossalarini hisobga olgan holda matematik modellashtirish, dinamikasini o'rganish, ustuvorligini tekshirish metodikasini takomillashtirish, dinamik so'ndirish effektivligini ta'minlash uchun konstruktiv parametrlarni tanlash maqsadida tavsiyalar ishlab chiqish bo'yicha keng ko'lamlı tadqiqotlar o'tkazish zarurati mavjudligi ko'rsatilgan.

Dissertatsiyaning **“Gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali tebranishlardan himoyalannuvchi sterjenni matematik modellashtirish va dinamikasi”** deb nomlangan ikkinchi bobida taqsimlangan parametrli mexanik sistemalarni graf bog'lanishlar strukturaviy usuli yordamida matematik modellashtirish, gisterezis tipidagi dissipativ xarakteristikali taqsimlangan parametrli elastik sterjenning suyuqlik bo'g'inli dinamik so'ndirgich bilan birgalikdagi tebranma harakatlarining graf bog'lanishlar usuli yordamida matematik modeli va hisoblash usuli ishlab chiqilgan. Sonli tahlillar asosida suyuqlik bo'g'inli dinamik so'ndirgichni dissipativ xarakteristikali sterjenlarning past chastotali tebranishlarni so'ndirishda effektivligi va so'ndirgich parametrlarini o'zgartirish orqali har xil tebranish jarayonlarida so'ndirish effektini oshirish mumkinligi ko'rsatib berilgan.

Elastik sterjen va unga o'rnatilgan suyuqlik bo'g'inli dinamik so'ndirgichdan iborat sistemaning fizik modeli sxemasi 1-rasmdagi kabi olingan.

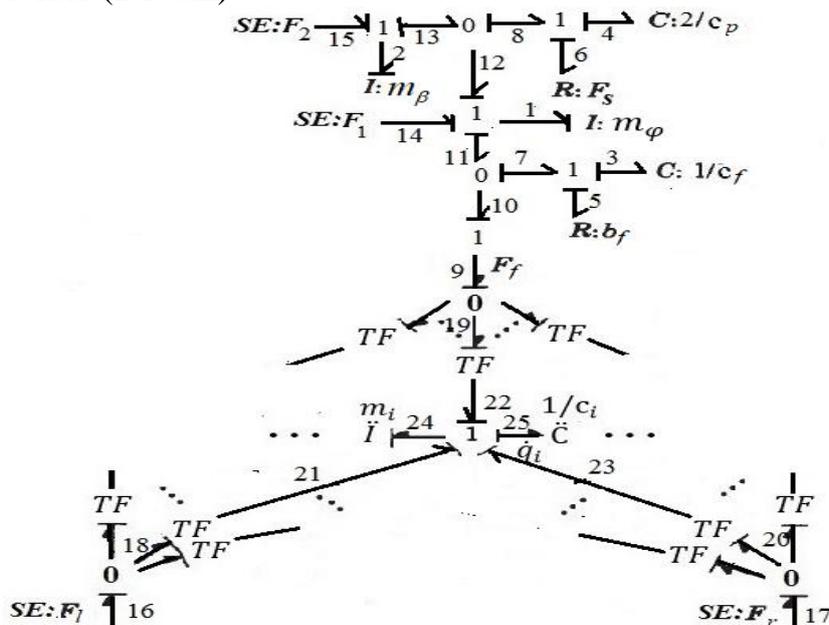


1-rasm. Gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali sterjen va suyuqlik bo'g'inli dinamik so'ndirgichli sistema sxemasi

1- rasmda $I : m_\alpha$ - dinamik so'ndirgichdagi suyuqlikni o'rab turgan qobiqning (1 – jism) massasi; $I : m_\beta$ - dinamik so'ndirgichdagi sferik qattiq jismning massasi; $I : m_\gamma$ - suyuqlik massasi; $I : m_\theta$ - dinamik so'ndirgichning sferik jismiga yopishgan suyuqlik massasi; $R : b_f$ - dempferning qovushoqlik koeffitsienti; $C : c_f^{-1}$ va $C : c_p^{-1}$ - yumshoqlik (elastiklik) koeffitsientlari; q_α, q_β – lar mos ravishda dinamik so'ndirgichning tashqi korpusi va qattiq jismining ko'chislari.

Sterjen va dinamik so'ndirgichni strukturaviy modellashtirish uchun graf bog'lanishlari bo'yicha tasvirlaymiz.

Sterjenning uzunligi bo'yicha i - to'planishlarga bog'langan graflarni alohida ajratib va ularni tegishli raqamlanganda hamda qaralayotgan sistemadagi prujinalarni cho'zilishini musbat deb olinganda, graf bog'lanishlar quyidagicha bo'ladi (2-rasm):



2-rasm. Tebranishlardan himoyalانuvchi sterjenning uzunligi bo'yicha i - to'planishlar uchun graf bog'lanishlari

2-rasmda $F_l(t)$ va $F_r(t)$ – sterjenning chap va o'ng uchlari qo'yilgan kuchlar; $m_\phi = m_\alpha + m_\gamma$; F_1 va F_2 lar mos ravishda suyuqlikni o'rab turgan qobiq va suyuqlik o'rab turgan jismda hosil bo'layotgan inersiya kuchlari; F_s gidrodinamik kuch; F_f dinamik so'ndirgichning ta'sir kuchi; q_i sterjenning ko'chislari;

$$m_i = \int_0^l \rho A u_i^2 dx; c_i = \left[\int_0^l \rho A (1 + C_0(-\eta_1 + j\eta_2)) u_i^2 dx + \frac{3EI}{\omega_{*i}^2} (-\eta_1 + j\eta_2) \times \right. \\ \left. \times \sum_{i^*=1}^{n_0} C_{i^*} q_{ia}^{i^*} \frac{h^{i^*}}{2^{i^*}(i^* + 3)} \int_0^l u_i \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^{i^*} \right) dx \right] \omega_{*i}^2, \quad (1)$$

ρ, A – lar mos ravishda sterjen materiali zichligi va ko‘ndalang kesimi yuzi; $u_i = u_i(x)$ - xususiy tebranishlar formalari; q_{ia} - sterjen ko‘chishlarining absolyut qiymatlari; C_0, C_1, \dots, C_n - gisterezis tugunining tajribadan aniqlanadigan koefitsientlari bo‘lib, sterjen materialining demperlovchi xossalarga bog‘liq bo‘ladi; $\eta_1, \eta_2 = \eta_{22} \text{sign}(\omega)$ lar sterjen materialining dissipativlik xossalarga bog‘liq bo‘lgan doimiy koefitsientlar bo‘lib, gisterezis sirtmog‘idan aniqlanadi; $j^2 = -1$; I – inersiya momenti; E – Yung moduli; ω_{*i} - sterjenning xususiy chastotalari.

Inersiya va yumshoqlik elementlaridan kuch yoki tezlik chiqayotganidan hamda bu elementlarning kuch yoki tezlikni qabul qilayotganidan holat o‘zgaruvchilari bo‘yicha sterjenning dinamik so‘ndirgich bilan birgalikdagi ko‘ndalang tebranishlari differensial tenglamalar sistemasi quyidagicha bo‘ladi:

$$\begin{aligned} \dot{p}_i &= u_{i1}(c_f q_\alpha + b_f (m_\varphi^{-1} p_\varphi - \frac{\partial w_{i1}}{\partial t})) + u_{i0} F_l + u_{iL} F_r - c_i q_i; \\ \dot{p}_\varphi &= F_1 + 2c_p q_\beta - F_S - c_f q_\alpha - b_f (m_\varphi^{-1} p_\varphi - \frac{\partial w_{i1}}{\partial t}); \\ \dot{p}_\beta &= -F_2 - 2c_p q_\beta + F_S; \\ \dot{q}_i &= m_i^{-1} p_i; \\ \dot{q}_\alpha &= m_\varphi^{-1} p_\varphi - \frac{\partial w_{i1}}{\partial t}; \\ \dot{q}_\beta &= m_\beta^{-1} p_\beta - m_\varphi^{-1} p_\varphi, \end{aligned} \quad (2)$$

bunda $w_{i1} = w_i(x_1, t)$ – sterjenning dinamik so‘ndirgich o‘rnatilgan x_1 nuqtadagi ko‘chishi qiymati; p_i, p_φ, p_β - m_i, m_φ, m_β massalarning impulslari; $u_{i0} = u_i(0), u_{i1} = u_i(x_1), u_{iL} = u_i(l)$.

Olingan (2) differensial tenglamalar sistemasi gisterezis tipidagi dissipativ xarakteristikali elastik sterjenning suyuqlik bo‘g‘inli dinamik so‘ndirgich bilan birgalikdagi ko‘ndalang tebranma harakatining matematik modelini ifodalaydi.

Gidrodinamik [2], inersiya va tashqi kuchlarni hisobga olgan holda yuqoridagi (2) differensial tenglamalar sistemasining yechimlarini aniqlash maqsadida sterjen xususiy tebranishlari formalari Krilov funksiyalari orqali quyidagi ko‘rinishda olingan:

$$u_i(x) = \sum_{i=1}^4 S_i K_{i*}(k_i x), \quad (3)$$

bunda S_1, S_2, S_3, S_4 – chegaraviy va dinamik shartlardan aniqlanadigan koefitsientlar; $k_i^4 = \frac{\rho A}{EI} \omega_{*i}^2$;

$$K_{1*}(k_i x) = (\cosh(k_i x) + \cos(k_i x))/2; K_{2*}(k_i x) = (\sinh(k_i x) + \sin(k_i x))/2;$$

²Ю.В.Радыш. Исследование гидродинамического момента, действующего на твердое тело в поплавковом подвесе//Мех.гир. систем. 1982. – Вып.1.- с. 85-92

$$K_{3*}(k_i x) = (\cosh(k_i x) - \cos(k_i x))/2; K_{4*}(k_i x) = \frac{1}{2}(\sinh(k_i x) - \sin(k_i x))/2.$$

Asos ko‘chishini quyidagicha olamiz:

$$w_0 = -\frac{\varepsilon p_0}{\omega^2} \cos \omega t, \quad (4)$$

bunda εp_0 – asos tezlanishining amplitudaviy qiymati; ε - kichik parametr; ω – tebranishlar chastotasi.

Sterjenning uchlari qistirib mahkamlangan bo‘lib, dinamik so‘ndirgich uning o‘rtasiga o‘rnatilgan holda chastotalar tenglamasining determinant ko‘rinishi quyidagicha aniqlanadi:

$$f(k_i) = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ K_{20*}\left(\frac{k_i l}{2}\right) & K_{40*}\left(\frac{k_i l}{2}\right) & K_{10*}\left(\frac{k_i l}{2}\right) \\ K_{4*}\left(\frac{k_i l}{2}\right) & K_{2*}\left(\frac{k_i l}{2}\right) & K_{3*}\left(\frac{k_i l}{2}\right) \end{vmatrix} = 0, \quad (5)$$

$$\text{bunda } K_{10*}\left(\frac{k_i l}{2}\right) = K_{1*}\left(\frac{k_i l}{2}\right) - HK_{4*}\left(\frac{k_i l}{2}\right); K_{20*}\left(\frac{k_i l}{2}\right) = K_{2*}\left(\frac{k_i l}{2}\right) - HK_{1*}\left(\frac{k_i l}{2}\right);$$

$$K_{40*}\left(\frac{k_i l}{2}\right) = K_{4*}\left(\frac{k_i l}{2}\right) - HK_{3*}\left(\frac{k_i l}{2}\right);$$

$$H = \pm \frac{\omega^2}{2EIk_i^3} \sqrt{\frac{((2c_p M_1 - \omega^2 \Delta)^2 + (M_1 b_s \omega)^2)(c_f^2 + (b_f \omega)^2)}{N_1^2 + N_2^2}};$$

b_s – qovushoqlik koeffitsienti;

$$N_1 = (c_f - M_1 \omega^2)(2c_p - M_4 \omega^2) - (b_s b_f + M_2 M_3 \omega^2) \omega^2;$$

$$N_2 = (b_s (c_f - M_1 \omega^2) + b_f (2c_p - M_4 \omega^2)) \omega;$$

$$M_1 = m_\varphi + m_\beta; M_2 = m_\beta + m_v; M_3 = m_\beta - m_v; M_4 = m_\beta + m_\theta;$$

$m_v - m_\beta$ massali qattiq jism tomonidan siqib chiqarilgan suyuqlikning massasi;

$$\Delta = M_1 M_4 - M_2 M_3.$$

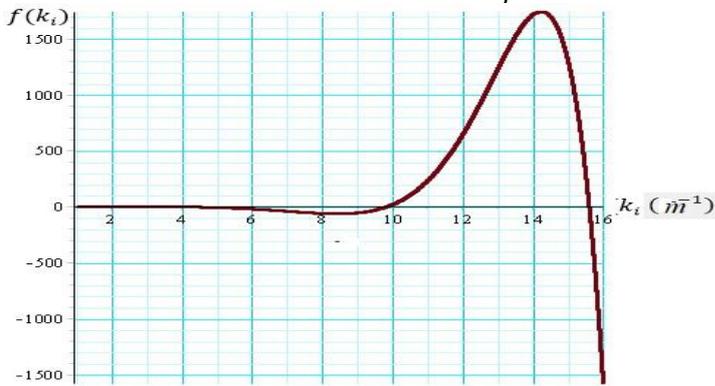
Olingan (5) ifodadan foydalanib tebranishlardan himoyalalanuvchi sterjenning ko‘ndalang tebranishlaridagi xususiy tebranish formalarining xarakterlarini baholash mumkin.

Past chastotali elastik sterjenning dinamik so‘ndirgich bilan birgalikdagi ko‘ndalang tebranishlarida konstruktiv parametrlarining xususiy tebranish formalarining xarakterlarining o‘zgarishiga ta’sirini o‘rganish maqsadida sterjen materiali uchun AL19 alyumin qotishmasi olindi ($E = 6964119 \cdot 10^4 \frac{N}{m^2}$, $\rho = 2780 \text{ kg/m}^3$). Sterjenning balandligini $h = 5 \cdot 10^{-4} \text{ m}$, uzunligini $l = 120 \cdot 10^{-2} \text{ m}$ va ko‘ndalang kesimi yuzini $A = 12 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$ qiymatlarda olindi. Bu holda $I = 25 \cdot 10^{-14} \text{ m}^4$. Hidrodinamik kuch ifodasi koeffitsientlari va parametrlar uchun quyidagi munosabatlardan foydalanildi [2]:

$$b_s = 8\pi\rho_1 \nu r_*^4 \varepsilon_1^{-3}; m_\theta = \frac{4}{5} \pi\rho_1 r_*^4 \varepsilon_1^{-1} \nu = \frac{\lambda_* \mu_*}{\lambda_* (1 + \mu_*) + 1}; \nu \in [-\lambda_*, 1], \quad (6)$$

bunda ρ_1 va ν mos ravishda suyuqlikning zichligi va kinematik qovushoqligi; r_* - ikkinchi jism radiusi (1-rasm); ε_1 - birinchi va ikkinchi jismlar oralig‘i; $\lambda_* =$

$\frac{m_v}{m_\theta}$; $\lambda_* \in (0, 2]$; $\mu_* = \frac{m_\beta - m_v}{m_v}$; $\mu_* \in [-1, \infty]$. Bu parametrlar uchun quyidagi qiymatlar olindi: $\mu_* = 1.78$; $v = 0.379 \text{ m}^2/\text{s}$; $r_* = 0.008 \text{ m}$; $\rho_1 = 10^3 \text{ kg}/\text{m}^3$; $\varepsilon_1 = 2.5 \cdot 10^{-3} \text{ m}$. Bu holda $b_s = 2495.2 \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}$; $m_\theta = 4.18 \cdot 10^{-3} \text{ kg}$; $m_v = 2.15 \cdot 10^{-3} \text{ kg}$; $m_\beta = 596 \cdot 10^{-5} \text{ kg}$; $m_\gamma = 2.7 \cdot 10^{-3} \text{ kg}$;



$$m_\alpha = 2 \cdot 10^{-4} \text{ kg};$$

$$c_f = c_p = \frac{10^3 \text{ N}}{m_s};$$

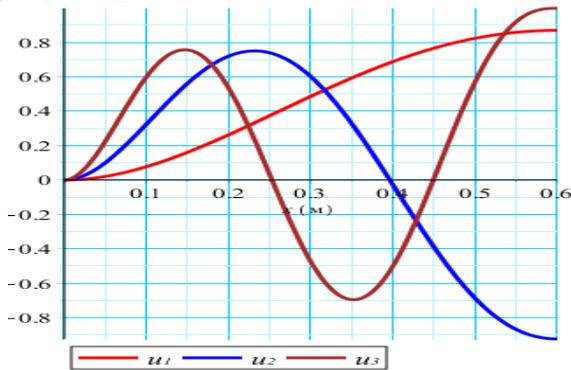
$$b_f = 10^3 \text{ N} \cdot \frac{s}{m}$$

O'zgaruvchilar va parametrlarning keltirilgan qiymatlari asosida (5) chastota tenglamasining grafigi olinib tahlil qilingan.

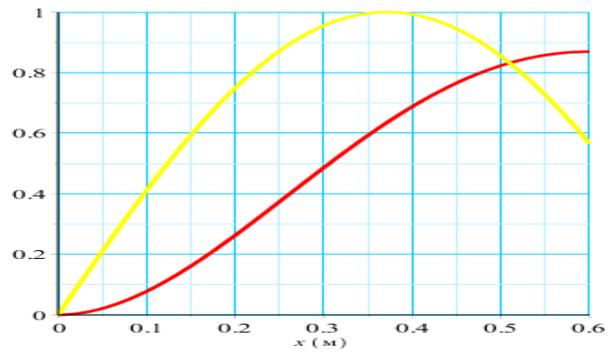
3-rasm. (5) chastota tenglamasining grafigi.

3-rasmdagi grafikdan xususiy chastotalarning noldan farqli dastlabki uchta qiymatlarini aniqlash imkonini beruvchi k_1, k_2 va k_3 larning qiymatlarini topilgan. $k_1 = 4.2347452, k_2 = 9.817385, k_3 = 15.602495$.

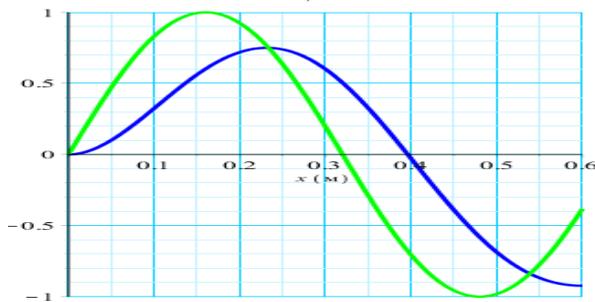
(3) xususiy tebranish formalarini k_i ning aniqlangan dastlabki noldan farqli uchta qiymatlari uchun grafiklari olingan. 4-a) rasmdagi grafiklardan xususiy tebranishlar birinchi, ikkinchi va uchinchi formalarining xarakterlarini o'rganish mumkin. Bunda xususiy tebranishlar formalari sterjenning o'rtasida eng katta qiymatga erishadi. Bu esa shu nuqtada egilish katta bo'lishini va dinamik so'ndirgichni shu nuqtaga o'rnatish maqsadga muvofiqligini, effektivligining yuqoriligini ko'rsatadi.



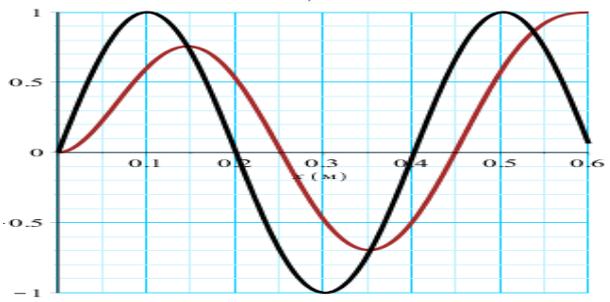
a)



b)



c)



d)

4-rasm. (3) tebranishlardan himoyalalanuvchi elastik sterjen xususiy tebranishlar formalari o'zgarishi

Bundan tashqari $u_1(x)$ xususiy tebranish formasi $x \in [0; 0.6]$ o'zgaruvchiga nisbatan o'suvchi, $u_2(x)$ xususiy tebranish formasi esa $x \in [0; 0.225]$ intervalda o'suvchi va $x \in [0.225; 0.6]$ intervalda kamayuvchi bo'ladi. $u_3(x)$ xususiy tebranish formasi ikkita o'sish va bitta kamayish oralig'iga ega, ya'ni $x \in [0; 0.15] \cup [0.35; 0.6]$ intervallarda o'suvchi va $x \in [0.15; 0.35]$ intervalda kamayuvchi bo'ladi. 4-b-d) rasmlardagi grafiklardan xususiy tebranish formasini xususiy tebranish differensial tenglamasining umumiy yechimi va $\sin(\omega_* x)$ ko'rinishdagi xususiy yechim sifatida olib natijalarni taqqoslash mumkin bo'ladi.

Xususiy tebranishlar formaslarini xususiy tebranish differensial tenglamasining umumiy yechimi sifatida olish natijalarning aniqlik darajasini oshiradi.

Dissertatsiyaning “**Gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali sterjenning suyuqlik bo'g'inli dinamik so'ndirgich bilan birgalikdagi chiziqli bo'lmagan tebranma harakatlari ustuvorligi**” deb nomlangan uchinchi bobida gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali sterjenning suyuqlik bo'g'inli dinamik so'ndirgich bilan birgalikdagi chiziqli bo'lmagan ko'ndalang statsionar tebranma harakatlari absolyut ustuvorligi (matnda keying o'rinlarda ustuvorlik deb yuritiladi) tekshirilgan. Bunda kinematik qo'zg'alishlar uchun Lyapunovning birinchi yaqinlashish va tasodifiy parametrik qo'zg'alishlar uchun Ito usulidan foydalanilgan. Tebranishlardan himoyalalanuvchi sterjenning ustuvorlik shartlarini, ustuvorlik sohalari va chegaralarini aniqlash metodikasi hamda sonli hisoblashlar algoritmi ishlab chiqilgan.

Dastlab kinematik qo'zg'alishlar ta'siridagi gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali sterjenning suyuqlik bo'g'inli dinamik so'ndirgich bilan birgalikdagi chiziqli bo'lmagan statsionar tebranma harakatlari ustuvorligi tekshirilgan.

Gidrodinamik va tashqi kuchlar ifodalarini hamda $\frac{\partial w_{i1}}{\partial t} = u_{i1} m_i^{-1} p_i$ hosilani (2) differensial tenglamalar sistemasiga qo'yilib, uning yechimi quyidagicha izlaymiz:

$$\begin{aligned} q_i(t) &= q_{ia}(t) \cos(\omega t + \beta_i(t)); q_\alpha(t) = q_{\alpha\alpha}(t) \cos(\omega t + \beta_\alpha(t)); \\ q_\beta(t) &= q_{\beta\alpha}(t) \cos(\omega t + \beta_\beta(t)), \end{aligned} \quad (7)$$

bunda $q_{ia}(t) = q_{ia}$, $q_{\alpha\alpha}(t) = q_{\alpha\alpha}$, $q_{\beta\alpha}(t) = q_{\beta\alpha}$ va $\beta_i(t) = \beta_i$, $\beta_\alpha(t) = \beta_\alpha$, $\beta_\beta(t) = \beta_\beta$ lar mos ravishda $q_i(t)$, $q_\alpha(t)$, $q_\beta(t)$ o'zgaruvchilarning amplitudaviy qiymatlari va boshlang'ich fazalari bo'lib, sekin o'zgaruvchili funksiyalar hisoblanadi.

Natijada soddalashtirishlardan so'ng hosil bo'lgan tengliklar bajarilishi uchun bu tengliklarning har ikkala tomonidagi mos trigonometrik funksiyalar oldidagi koeffitsientlar teng bo'lishi shartlaridan quyidagi tenglamalar sistemasi olingan:

$$\begin{aligned} \dot{q}_{ia} &= -(m_i \omega)^{-1} [-u_{i1} b_f q_{\alpha\alpha} \omega \cos(\beta_\alpha - \beta_i) - u_{i1} c_f q_{\alpha\alpha} \sin(\beta_\alpha - \beta_i) + \\ &\quad + c_{2i} q_{ia} + m_i u_{i*} \varepsilon p_0 \sin \beta_i]; \\ \dot{\beta}_i &= -(m_i q_{ia} \omega)^{-1} [-u_{i1} b_f q_{\alpha\alpha} \omega \sin(\beta_\alpha - \beta_i) + u_{i1} c_f q_{\alpha\alpha} \cos(\beta_\alpha - \beta_i) - \\ &\quad - c_{1i} q_{ia} + \omega^2 m_i q_{ia} + m_i u_{i*} \varepsilon p_0 \cos \beta_i]; \\ \dot{q}_{\alpha\alpha} &= -(m_i \omega \Delta)^{-1} [-\Delta (-u_{i1} q_{ia} (c_{1i} \sin(\beta_\alpha - \beta_i) - c_{2i} \cos(\beta_\alpha - \beta_i)) - \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& -u_{i1}^2 b_f q_{\alpha\alpha} \omega + m_i u_{i1} u_{i*} \varepsilon p_0 \sin \beta_\alpha) + M_4 q_{\alpha\alpha} m_i b_f \omega - M_2 q_{\beta\alpha} m_i \times \\
& \quad \times (\omega b_s \cos(\beta_\beta - \beta_\alpha) + 2c_p \sin(\beta_\beta - \beta_\alpha))]]; \quad (8) \\
\dot{\beta}_\alpha = & -(m_i \omega q_{\alpha\alpha} \Delta)^{-1} [\Delta(u_{i1} q_{ia} (c_{1i} \cos(\beta_\alpha - \beta_i) + c_{2i} \sin(\beta_\alpha - \beta_i)) + \\
& + (\omega^2 m_i + u_{i1}^2 c_f) q_{\alpha\alpha} - m_i u_{i1} u_{i*} \varepsilon p_0 \cos \beta_\alpha) - M_2 q_{\beta\alpha} m_i (\omega b_s \sin(\beta_\beta - \beta_\alpha) - \\
& - 2c_p \cos(\beta_\beta - \beta_\alpha)) - M_4 q_{\alpha\alpha} m_i c_f]; \\
\dot{q}_{\beta\alpha} = & (\omega \Delta)^{-1} [(b_f \omega \cos(\beta_\beta - \beta_\alpha) - c_f \sin(\beta_\beta - \beta_\alpha)) M_3 q_{\alpha\alpha} - M_1 q_{\beta\alpha} b_s \omega]; \\
\dot{\beta}_\beta = & -(q_{\beta\alpha} \omega \Delta)^{-1} [(b_f \omega \sin(\beta_\beta - \beta_\alpha) + c_f \cos(\beta_\beta - \beta_\alpha)) M_3 q_{\alpha\alpha} + (\Delta \omega^2 - \\
& - 2M_1 c_p) q_{\beta\alpha}],
\end{aligned}$$

bunda $u_{i*} = u_i(0) + u_i(l)$.

$\dot{q}_{ia} = 0, \dot{\beta}_i = 0, \dot{q}_{\alpha\alpha} = 0, \dot{\beta}_\alpha = 0, \dot{q}_{\beta\alpha} = 0, \dot{\beta}_\beta = 0$ bo'lganda (8) differensial tenglamalar sistemasidan qaralayotgan tebranishlardan himoyalalanuvchi sterjenning statsionar harakatini ifodalovchi tenglamalar sistemasi aniqlanadi. Qo'zg'atilgan harakat tenglamalarini hosil qilish maqsadida (8) differensial tenglamalar sistemasining statsionar holatiga yaqin bo'lgan yechimlari olingan, ya'ni

$$\begin{aligned}
q_{ia}(t) &= q_{i0} + \delta q_{ia}(t); \beta_i(t) = \beta_{i0} + \delta \beta_i(t); \\
q_{\alpha\alpha}(t) &= q_{\alpha s} + \delta q_{\alpha\alpha}(t); \beta_\alpha(t) = \beta_{\alpha 0} + \delta \beta_\alpha(t); \\
q_{\beta\alpha}(t) &= q_{\beta s} + \delta q_{\beta\alpha}(t); \beta_\beta(t) = \beta_{\beta 0} + \delta \beta_\beta(t);
\end{aligned} \quad (9)$$

bunda $\delta q_{ia}(t), \delta q_{\alpha\alpha}(t), \delta q_{\beta\alpha}(t), \delta \beta_i(t), \delta \beta_\alpha(t), \delta \beta_\beta(t)$ - lar etarlicha kichik qiymatlarni qabul qiladi.

(8) tenglamalar sistemasining o'ng tomonlarini statsionar holat atrofida $\delta q_{ia}(t), \delta q_{\alpha\alpha}(t), \delta q_{\beta\alpha}(t), \delta \beta_i(t), \delta \beta_\alpha(t), \delta \beta_\beta(t)$ o'zgaruvchilarga nisbatan qatorga yoyib, yuqori darajali o'zgaruvchilar kichik bo'lganligi sababli birinchi darajali hadlar bilan chegaralanilgan holda, hosil bo'lgan qo'zg'atilgan harakat differensial tenglamalar sistemasining yechimini quyidagicha izlandi:

$$\begin{aligned}
\delta q_{ia} &= H_1^* e^{\lambda t}; \delta \beta_i = H_2^* e^{\lambda t}; \delta q_{\alpha\alpha} = H_3^* e^{\lambda t}; \\
\delta \beta_\alpha &= H_4^* e^{\lambda t}; \delta q_{\beta\alpha} = H_5^* e^{\lambda t}; \delta \beta_\beta = H_6^* e^{\lambda t},
\end{aligned} \quad (10)$$

bunda λ - xarakteristik son; H_k^* ($k = 1, \dots, 6$) - koeffitsientlar.

(10) yechimlarni qo'zg'atilgan harakat differensial tenglamalar sistemasiga qo'yib, H_k^* koeffitsientlarni noldan farqli deb qabul qilib, xarakteristik tenglama olingan:

$$\lambda^6 + A_1 \lambda^5 + A_2 \lambda^4 + A_3 \lambda^3 + A_4 \lambda^2 + A_5 \lambda^1 + A_6 \lambda^0 = 0, \quad (11)$$

bunda A_k ($k=1, \dots, 6$) xarakteristik tenglamaning koeffitsientlari bo'lib, ular tebranishlardan himoyalalanuvchi sistema parametrlariga bog'liq bo'ladi.

Ma'lumki, harakat ustuvor bo'lishi uchun uning xarakteristik tenglamasi ildizlarining haqiqiy qismi manfiy bo'lishi etarli. Raus kriteriysiga asosan xarakteristik tenglama ildizlarining haqiqiy qismi manfiy bo'lishini ko'rsatish mumkin. Shu maqsadda Raus sxemasi (11) xarakteristik tenglama uchun tuzildi va undan quyidagi tengsizliklar sistemasi hosil qilindi:

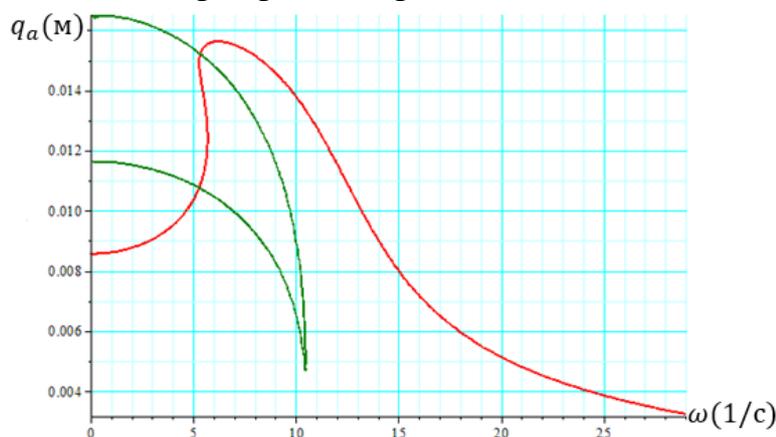
$$\begin{aligned}
A_1 A_2 - A_3 &> 0, \quad T_1 A_3 - A_1 T_2 > 0, \quad D_1 T_2 - D_2 T_1 > 0, \\
R_{1*} D_2 - D_1 R_{2*} &> 0, \quad R_1 R_{2*} > 0,
\end{aligned} \quad (12)$$

bunda $T_1 = A_1A_2 - A_3$; $T_2 = A_1A_4 - A_5$; $T_3 = A_1A_6$; $D_1 = T_1A_3 - A_1T_2$; $D_2 = T_1A_5 - A_1T_3$; $R_{1*} = D_1T_2 - D_2T_1$; $R_{2*} = D_1T_3$; $R_1 = R_{1*}D_2 - D_1R_{2*}$; $K_1 = R_1R_{2*}$.

Raus kriteriysining birinchi shartiga asosan xarakteristik tenglamaning barcha koeffitsientlari musbat bo'lish shart. Bu kriteriyning ikkinchi sharti (12) tengsizliklar hisoblanadi. Kriteriyning yuqorida aytilgan ikki sharti bajarilsa, qaralayotgan xarakteristik tenglamaning ildizlarining haqiqiy qismi manfiy bo'lib, qaralayotgan tebranishlardan himoyalانuvchi sistemaning statsionar harakati ustuvor bo'ladi.

Qaralayotgan tebranishlardan himoyalانuvchi sterjenning amplituda-chastota xarakteristikasini tahlil qilingan.

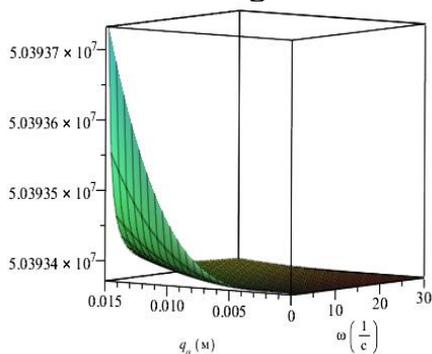
5-rasmdagi grafikda amplituda - chastota xarakteristikasi va ustuvorlik chegarasining grafiklari tasvirlangan. Bu grafiklardagi rezonans egri chiziqlarining chap tomonga egilishi qaralayotgan sterjen elastik elementi yumshoq xarakteristikaga ega ekanligini ko'rsatadi.



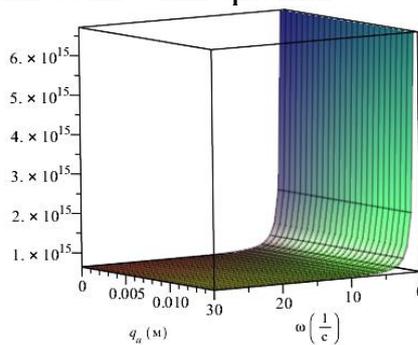
Ustuvorlik chegarasi grafigidan amplitudalarning ustuvor va noustuvor harakatlarga mos keladigan qiymatlarini aniqlash mumkin. Ustuvorlik chegarasi bilan chegaralangan ichki soha noustuvor, tashqi soha esa ustuvor soha hisoblanadi.

5-rasm. Tebranishlardan himoyalانuvchi sterjenning amplituda-chastota xarakteristikasi

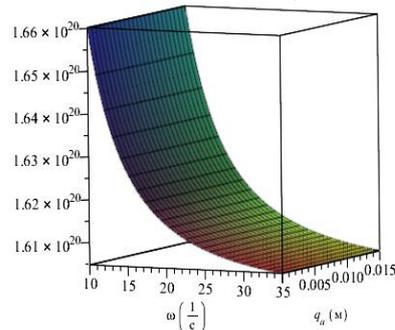
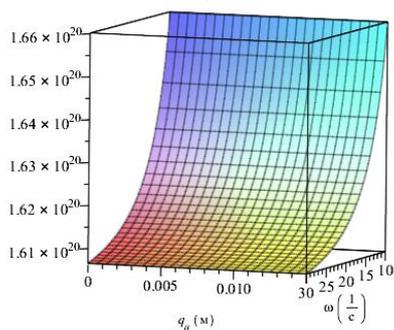
Xarakteristik tenglama koeffitsientlarini sonli tahlil qilamiz.

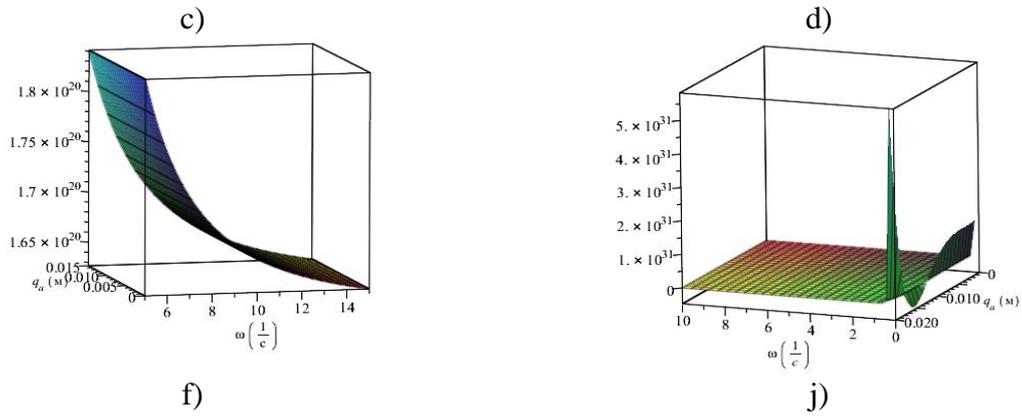


a)



b)





6-rasm. (11) xarakteristik tenglama koeffitsientlari grafiqi

6 a-j) rasmlardagi grafiklarda (11) xarakteristik tenglamaning mos ravishda $A_1, A_2, A_3, A_4, A_5, A_6$ koeffitsientlarining grafiklari amplituda va chastotaga bog‘liq holda o‘zgarishi tasvirlangan. Bu grafiklardan Raus kriteriysining birinchi shartlaridan parametrlarning tanlangan qiymatlarida A_1, A_2, A_3, A_4, A_5 koeffitsientlar musbat aniqlanganligini, A_6 koeffitsient esa musbat aniqlanmaganligini ko‘rish mumkin. Bu esa Raus kriteriysining ikkinchi shartini tekshirishga zarurat qoldirmaydi. Ya’ni, parametrlarning tanlangan qiymatlarida tebranishlardan himoyalannuvchi sterjenning statsionar harakati noustuvor bo‘ladi.

Tasodifiy parametrik qo‘zg‘alishlar ta’siridagi gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali sterjenning suyuqlik bo‘g‘inli dinamik so‘ndirgich bilan birgalikdagi ko‘ndalang statsionar tebranishlari ustuvorligini tekshirish masalasi qaralgan.

Ma’lumki, ta’sodifiy parametrik qo‘zg‘alishlar mexanik sistemalarga to‘g‘ridan-to‘g‘ri kuch ta’sir qilgandagidan farq qiladi, chunki bunda tebranishlar qonuniyatiga tashqi ta’sir parametrning modulatsiyasi sifatida kiradi [3]. Shuni hisobga olib qaralayotgan tebranishlardan himoyalannuvchi sterjenga ta’sir etayotgan kuchlar ifodalari quyidagicha olingan:

$$F_l = F_r = -m_i W_0 = -m_i \omega_*^2 \xi_0(t) q_i(t), \quad (13)$$

bunda $\xi_0(t)$ statsionar normal tasodifiy jarayonni ifodalaydi va o‘lchovsiz hisoblanadi.

Hosil bo‘lgan harakat differensial tenglamalarining yechimlari quyidagicha olindi:

$$\begin{aligned} q_i &= \sigma_i(t) e^{j\omega t} + \xi_i(t) e^{-j\omega t}; & q_\alpha &= \sigma_\alpha(t) e^{j\omega t} + \xi_\alpha(t) e^{-j\omega t}; \\ q_\beta &= \sigma_\beta(t) e^{j\omega t} + \xi_\beta(t) e^{-j\omega t}, \end{aligned} \quad (14)$$

bunda $\sigma_i(t), \xi_i(t), \sigma_\alpha(t), \xi_\alpha(t), \sigma_\beta(t), \xi_\beta(t)$ lar sekin o‘zgaruvchi funksiyalar hisoblanadi.

Bu yechimlar asosida tebranishlardan himoyalannuvchi sterjen uchun Ito differensial tenglamalar sistemasi hosil qilindi.

$$dX_s(t) = Y_s(X)dt + \sum_{r=1}^6 H_{sr}(X) d\xi_{0r}(t), \quad (s = 1, \dots, 6) \quad (15)$$

bunda

³Pavlovskii M.A., Ryzhkov L.M. Random parametric oscillations of elastic systems with hysteresis energy dissipation. Journal of applied mechanics. Volume 26, 1991, p.95-101

$$Y_s = M_t \left\{ f_s(X, t) + \sum_{l=1}^6 \sum_{m,n=1}^6 \int_{-\infty}^0 G_{lm}(X, t + \tau) \frac{\partial G_{sn}(X, t)}{\partial X_l} E[\xi_{0n}(t)\xi_{0m}(t + \tau)] d\tau \right\};$$

$$[HH^T]_{sr} = M_t \left\{ \sum_{m,n=1}^6 \int_{-\infty}^0 G_{sn}(X, t) G_{rm}(X, t + \tau) E[\xi_{0n}(t)\xi_{0m}(t + \tau)] d\tau \right\};$$

$M_t\{\cdot\} = \lim_{n \rightarrow \infty} \frac{1}{n} \int_0^T \{\cdot\} dt$ - vaqt bo'yicha o'rtalashtirish operatori; $E[\cdot]$ - matematik kutilma; τ - korrelatsiya vaqti;

$$\begin{aligned} X_1 &= \sigma_i, X_2 = \xi_i, X_3 = \sigma_\alpha, X_4 = \xi_\alpha, X_5 = \sigma_\beta, X_6 = \xi_\beta, \\ f_1(X, t) &= l_1\sigma_i + l_2\sigma_\alpha + l_3\xi_i e^{-2j\omega t} + l_4\xi_\alpha e^{-2j\omega t}; \\ f_2(X, t) &= -l_1\sigma_i e^{2j\omega t} - l_2\sigma_\alpha e^{2j\omega t} - l_3\xi_i - l_4\xi_\alpha; \\ f_3(X, t) &= l_6\sigma_\alpha + l_7\sigma_\beta + l_8\xi_\alpha e^{-2j\omega t} + l_9\xi_\beta e^{-2j\omega t} + l_{10}\sigma_i + l_{11}\xi_i e^{-2j\omega t}; \\ f_4(X, t) &= -(l_6\sigma_\alpha e^{2j\omega t} + l_7\sigma_\beta e^{2j\omega t} + l_8\xi_\alpha + l_9\xi_\beta + l_{10}\sigma_i e^{2j\omega t} + l_{11}\xi_i); \\ f_5(X, t) &= l_{13}\sigma_\beta + l_{14}\xi_\beta e^{-2j\omega t} + l_{15}\sigma_\alpha + l_{16}\xi_\alpha e^{-2j\omega t}; \\ f_6(X, t) &= -l_{13}\sigma_\beta e^{2j\omega t} - l_{14}\xi_\beta - l_{15}\sigma_\alpha e^{2j\omega t} - l_{16}\xi_\alpha; \\ s \neq r, G_{sr}(X, t) &= 0; G_{11}(X, t) = l_5(\sigma_i + \xi_i e^{-2j\omega t}); \\ G_{22}(X, t) &= -l_5(\sigma_i e^{2j\omega t} + \xi_i); G_{33}(X, t) = u_{i1}l_{12}(\sigma_i + \xi_i e^{-2j\omega t}); \\ G_{44}(X, t) &= -u_{i1}l_{12}(\sigma_i e^{2j\omega t} + \xi_i); G_{55}(X, t) = 0, G_{66}(X, t) = 0, \xi_{0r}(t) = \xi_0(t); \\ l_1 = l_3 &= \frac{m_i\omega^2 - \theta_i}{2jm_i\omega}; l_2 = \frac{(c_f + j\omega b_f)u_{i1}}{2jm_i\omega}; l_4 = \frac{(c_f - j\omega b_f)u_{i1}}{2jm_i\omega}; \\ l_5 = -l_{12} &= \frac{\omega_{*i}^2 u_{i*}}{2j\omega}; l_6 = \frac{\Delta\omega^2 - (c_f + j\omega b_f)(M_4 + \frac{\Delta u_{i1}^2}{m_i})}{2j\Delta\omega}; \\ l_7 &= \frac{(2c_p + j\omega b_s)M_2}{2j\Delta\omega}; l_8 = \frac{\Delta\omega^2 - (c_f - j\omega b_f)(M_4 + \frac{\Delta u_{i1}^2}{m_i})}{2j\Delta\omega}; \\ l_9 &= \frac{(2c_p - j\omega b_s)M_2}{2j\Delta\omega}; l_{10} = l_{11} = \frac{u_{i1}\theta_i}{2j\omega m_i}; l_{13} = \frac{\Delta\omega^2 - (2c_p + j\omega b_s)M_1}{2j\Delta\omega}; \\ l_{14} &= \frac{\Delta\omega^2 - (2c_p - j\omega b_s)M_1}{2j\Delta\omega}; l_{15} = \frac{(c_f + j\omega b_f)M_3}{2j\Delta\omega}; l_{16} = \frac{(c_f - j\omega b_f)M_3}{2j\Delta\omega}. \end{aligned}$$

(15) differensial tenglamalardagi o'zgaruvchilarning matematik kutilmalarini hisoblasak, ulardagi $\xi_{0r}(t) = \xi_0(t)$ statsionar normal tasodifiy jarayon ekanligidan $\langle d\xi_{0r}(t) \rangle = d\langle \xi_{0r}(t) \rangle = d\langle \xi_0(t) \rangle = 0$ bo'ladi va natijada ega bo'lamiz

$$\begin{aligned} \frac{d\langle \sigma_i \rangle}{dt} &= l_1\langle \sigma_i \rangle + l_2\langle \sigma_\alpha \rangle + \frac{\pi l_{12}^2}{2} (S(0) - S(2\omega) - j\psi(2\omega))\langle \sigma_i \rangle; \\ \frac{d\langle \xi_i \rangle}{dt} &= -l_3\langle \xi_i \rangle - l_4\langle \xi_\alpha \rangle + \frac{\pi l_{12}^2}{2} (S(0) - S(2\omega) + j\psi(2\omega))\langle \xi_i \rangle; \\ \frac{d\langle \sigma_\alpha \rangle}{dt} &= l_6\langle \sigma_\alpha \rangle + l_7\langle \sigma_\beta \rangle + l_{10}\langle \sigma_i \rangle - \frac{\pi u_{i1} l_{12}^2}{2} (S(0) - S(2\omega) - j\psi(2\omega))\langle \sigma_i \rangle; (16) \\ \frac{d\langle \xi_\alpha \rangle}{dt} &= -l_8\langle \xi_\alpha \rangle - l_9\langle \xi_\beta \rangle - l_{11}\langle \sigma_i \rangle - \frac{\pi u_{i1} l_{12}^2}{2} (S(0) - S(2\omega) + j\psi(2\omega))\langle \xi_i \rangle; \end{aligned}$$

$$\frac{d\langle\sigma_\beta\rangle}{dt} = l_{13}\langle\sigma_\beta\rangle + l_{15}\langle\sigma_\alpha\rangle;$$

$$\frac{d\langle\xi_\beta\rangle}{dt} = -l_{14}\langle\xi_\beta\rangle - l_{16}\langle\xi_\alpha\rangle,$$

bunda $S(0)$, $S(2\omega)$, $\psi(2\omega) - \xi_0(t)$ statsionar normal tasodifiy jarayonning spektral zichliklar bo‘lib quyidagicha aniqlanadi:

$$S(2\omega) = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^0 R(\tau) \cos \omega \tau d\tau; \quad \psi(2\omega) = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^0 R(\tau) \sin \omega \tau d\tau,$$

$R(\tau) = E[\xi_{0n}(t)\xi_{0m}(t+\tau)] = \langle\xi_{0n}(t)\xi_{0m}(t+\tau)\rangle$ – korrelatsion funksiya.

(16) differensial tenglamalar sistemasidan xarakteristik tenglama aniqlanib, u asosida qaralayotgan sistemaning ustuvorlik shartlari quyidagicha olindi:

$$\frac{1}{6} \left(\frac{\theta_{2i}}{m_i \omega} + \pi l_{12}^2 (S(0) - S(2\omega)) - \frac{b_f}{\Delta} \left(M_4 + \frac{\Delta u_{i1}^2}{m_i} \right) - \frac{b_s M_1}{\Delta} \right) + A_{10} \cos \frac{\varphi_1}{3} + B_{10} \cos \frac{\varphi_2}{3} < 0;$$

$$\frac{1}{6} \left(\frac{\theta_{2i}}{m_i \omega} + \pi l_{12}^2 (S(0) - S(2\omega)) - \frac{b_f}{\Delta} \left(M_4 + \frac{\Delta u_{i1}^2}{m_i} \right) - \frac{b_s M_1}{\Delta} \right) - \frac{1}{2} (A_{10} \cos \frac{\varphi_1}{3} + B_{10} \cos \frac{\varphi_2}{3}) \pm C_{10}^* (-\sin \frac{\varphi_5}{2}) < 0;$$

(17)

$$\frac{1}{6} \left(\frac{\theta_{2i}}{m_i \omega} + \pi l_{12}^2 (S(0) - S(2\omega)) - \frac{b_f}{\Delta} \left(M_4 + \frac{\Delta u_{i1}^2}{m_i} \right) - \frac{b_s M_1}{\Delta} \right) + A_{20} \cos \frac{\varphi_3}{3} + B_{10} \cos \frac{\varphi_4}{3} < 0;$$

$$\frac{1}{6} \left(\frac{\theta_{2i}}{m_i \omega} + \pi l_{12}^2 (S(0) - S(2\omega)) - \frac{b_f}{\Delta} \left(M_4 + \frac{\Delta u_{i1}^2}{m_i} \right) - \frac{b_s M_1}{\Delta} \right) - \frac{1}{2} (A_{20} \cos \frac{\varphi_3}{3} + B_{20} \cos \frac{\varphi_4}{3}) \pm C_{20}^* (-\sin \frac{\varphi_6}{2}) < 0,$$

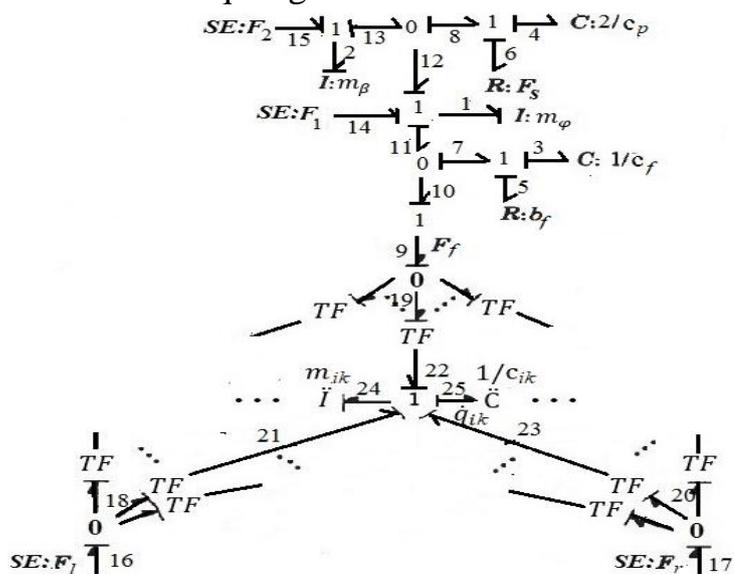
bunda $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_5, \varphi_6, A_{10}, A_{20}, B_{10}, B_{20}, C_{10}^*, C_{20}^*$ lar sistema parametrlariga bog‘liq holda aniqlanadigan ko‘p qiymatli parametrlar.

(17) shartlar tasodifiy parametrik qo‘zg‘alishlar ta’siridagi tebranishlardan himoyalalanuvchi gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali sterjenning ustuvorlik shartlari hisoblanadi. Ishda (17) ustuvorlik shartlari asosida ustuvorlik chegaralari va sohalarini sistema konstruktiv parametrlariga bog‘liq holda tahlil qilingan va tavsiyalar ishlab chiqilgan.

Dissertatsiyaning “**Gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali plastinka va suyuqlik bo‘g‘inli dinamik so‘ndirgichning ko‘ndalang tebranishlarini matematik modellashtirish, dinamikasi va ustuvorligini tekshirish**” deb nomlangan to‘rtinchi bobida graf bog‘lanishlar strukturaviy usuli yordamida gisterezis tipidagi dissipativ xarakteristikali elastik plastinkaning suyuqlik bo‘g‘inli dinamik so‘ndirgich bilan birgalikdagi ko‘ndalang tebranishlarini

matematik modellashtirish, dinamikasini o'rganish va chiziqlimas statsionar tebranishlari ustuvorligini tekshirish masalalari qaralgan.

Qaralayotgan tebranishlardan himoyalannuvchi elastik plastinkani graf bog'lanishlar usulidan foydalangan holda matematik modellashtirishda graf bog'lanishlari strukturasi 7-rasmdagi kabi tasvirlaymiz.



7-rasm. Tebranishlardan himoyalannuvchi plastinkaning ik-to'plangan massalar uchun graf bog'lanishlari

Bu strukturaviy modeldan tebranishlardan himoyalannuvchi plastinkaning holatlar o'zgaruvchilari bo'yicha harakat differensial tenglamalar sistemasi olingan.

$$\begin{aligned}
 \dot{p}_{ik} &= u_{ik1}(c_f q_\alpha + b_f (m_\varphi^{-1} p_\varphi - \frac{\partial w_{ik1}}{\partial t})) + u_{ik0} F_l + u_{ika} F_r - c_{ik} q_{ik}; \\
 \dot{p}_\varphi &= F_1 + 2c_p q_\beta - F_s - c_f q_\alpha - b_f (m_\varphi^{-1} p_\varphi - \frac{\partial w_{ik1}}{\partial t}); \\
 \dot{p}_\beta &= -F_2 - 2c_p q_\beta + F_s; \\
 \dot{q}_{ik} &= m_{ik}^{-1} p_{ik}; \\
 \dot{q}_\alpha &= m_\varphi^{-1} p_\varphi - \frac{\partial w_{ik1}}{\partial t}; \\
 \dot{q}_\beta &= m_\beta^{-1} p_\beta - m_\varphi^{-1} p_\varphi,
 \end{aligned} \tag{18}$$

bunda $w_{ik1} = w_{ik}(x_1, y_1, t)$ - plastinkaning dinamik so'ndirgich o'rnatilgan $o(x_1, y_1)$ nuqtadagi ko'chishi; p_{ik} - m_{ik} modal massaning impulsi; c_{ik} - modal bikrlilik; q_{ik} - plastinka ik to'plangan massalarining ko'chishi; $u_{ik0} = u_{ik}(\frac{x}{2}, 0)$; $u_{ik1} = u_{ik}(x_1, y_1)$; $u_{ika} = u_{ik}(\frac{x}{2}, a)$.

Olingan (18) differensial tenglamalar sistemasi gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali plastinkaning suyuqlik bo'g'inli dinamik so'ndirgich bilan birgalikdagi ko'ndalang tebranma harakatlarining matematik modelini ifodalaydi.

Qaralayotgan tebranishlardan himoyalannuvchi sistema dinamikasini o'rganish maqsadida, plastinkaning uzatish funksiyasining analitik ifodasi aniqlangan.

$$|W_{ik}(j\omega, q_{ika})| = \Phi_0(\omega, q_{ika}) = \sqrt{\frac{G_c^2 + G_d^2}{R_c^2 + R_d^2}} \tag{19}$$

$$\begin{aligned}
 G_c &= g_0 + g_1\omega + g_2\omega^2 + g_3\omega^3 + g_4\omega^4 + g_5\omega^6; \quad G_d = g_6 + g_7\omega + g_8\omega^2 + \\
 &+ g_9\omega^3 + g_{10}\omega^4 + g_{11}\omega^5; \quad R_c = r_0 + r_1\omega + r_2\omega^2 + r_3\omega^3 + r_4\omega^4 + r_5\omega^6; \\
 R_d &= r_6 + r_7\omega + r_8\omega^2 + r_9\omega^3 + r_{10}\omega^4 + r_{11}\omega^5; \\
 g_0 = r_0 &= 2c_f c_p c_{1ik}; \quad g_1 = r_1 = -(2b_f c_p + b_s c_f) c_{2ik};
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
g_2 &= -(c_f M_4 + b_f b_s + 2c_p M_1) c_{1ik} + 2c_f c_p (m_{ik} + u_{ik1}^2 M_1 - u_{ik} m_{ik} u_{ik*}); \\
g_3 &= r_3 = (b_f M_4 + b_s M_1) c_{2ik}; g_4 = \Delta c_{1ik} + u_{ik1}^2 (M_1 b_f b_s + \Delta c_f) + \\
&+ (1 - u_{ik} u_{ik*}) m_{ik} (M_4 c_f + b_f b_s + 2c_p M_1); g_5 = -\Delta m_{ik} (1 - u_{ik} u_{ik*}); \\
g_6 &= r_6 = 2c_f c_p c_{2ik}; g_7 = r_7 = (2b_f c_p + b_s c_f) c_{1ik}; \\
g_8 &= r_8 = -(c_f M_4 + b_f b_s + 2c_p M_1) c_{2ik}; g_9 = -(b_f M_4 + b_s M_1) c_{1ik} - \\
&-(m_{ik} + u_{ik1}^2 M_1 - u_{ik} m_{ik} u_{ik*}) (c_f b_s + 2c_p b_f); g_{10} = r_{10} = \Delta c_{2ik}; \\
g_{11} &= u_{ik1}^2 b_f \Delta + (1 - u_{ik} u_{ik*}) m_{ik} (M_4 b_f + b_s M_1); \\
r_2 &= -(c_f M_4 + b_f b_s + 2c_p M_1) c_{1ik} - 2c_f c_p (m_{ik} + u_{ik1}^2 M_1); r_4 = \Delta c_{1ik} + \\
&+ m_{ik} (M_4 c_f + b_f b_s + 2c_p M_1) + u_{ik1}^2 (c_f \Delta + b_f b_s M_1); r_5 = m_{ik} \Delta; \\
r_9 &= -(b_f M_4 + b_s M_1) c_{1ik} - (2b_f c_p + b_s c_f) (m_{ik} + u_{ik1}^2 M_1); \\
r_{11} &= m_{ik} (b_f M_4 + b_s M_1) + u_{ik1}^2 b_f \Delta; u_{ik*} = u_{ik0} + u_{ika}; c_{ik} = c_{1ik} + j c_{2ik}; \\
&q_{ika} - q_{ik} \text{ plastinka ko'chishlarining amplitudaviy qiymati.}
\end{aligned}$$

q_{ika} va ω o'zgaruvchilarning statsionar qiymatlari quyidagi tenglamalar sistemasidan aniqlanadi:

$$\frac{\partial \Phi_0}{\partial q_{ika}} = 0; \frac{\partial \Phi_0}{\partial \omega} = 0. \quad (20)$$

Agar q_{ika} va ω o'zgaruvchilar (20) tenglamalar sistemasini hamda

$$\frac{\partial^2 \Phi_0}{\partial q_{ika}^2} > 0, \quad \frac{\partial^2 \Phi_0}{\partial \omega^2} > 0, \quad (21)$$

tengsizliklarni qanoatlantirish bilan birga

$$\frac{\partial^2 \Phi_0}{\partial q_{ika}^2} \frac{\partial^2 \Phi_0}{\partial \omega^2} - \left(\frac{\partial^2 \Phi_0}{\partial q_{ika} \partial \omega} \right)^2 > 0, \quad (22)$$

tengsizliklarni qanoatlantirsa, u holda uzatish funksiyasining absolyut qiymatlari o'zgaruvchilarning shu qiymatlarida minimumga erishadi.

Keltirilgan (20) tengliklar va (21), (22) tengsizliklar uzatish funksiyasining absolyut qiymatlari minimumga erishadigan sistema parametrlarini va o'zgaruvchilarni zaruriy tanlash imkonini beradi.

Plastinkaning ikkala kuchlar qo'yilgan qarama qarshi tomonlari qistirib mahkamlangan va qolgan ikki tomonlari erkin hamda suyuqlik bo'g'inli dinamik so'ndirgich uning o'rtasiga o'rnatilgan hol uchun xususiy tebranishlar formalari quyidagicha bo'ladi:

$$\begin{aligned}
u_{ik}(x, y) &= B_1 \cosh \frac{\pi x}{a} \cosh \frac{\pi ky}{b} + B_2 \sinh \frac{\pi x}{a} \sinh \frac{\pi ky}{b} + \\
&+ B_3 \cos \frac{\pi x}{a} \cos \frac{\pi ky}{b} + B_4 \sin \frac{\pi x}{a} \sin \frac{\pi ky}{b}, \quad (23)
\end{aligned}$$

bunda B_1, B_2, B_3, B_4 - chegaraviy va dinamik shartlardan aniqlanadigan koeffitsientlar.

Sonli hisoblashlarda plastinka materiali uchun AL19 alyumin qotishmasi olindi ($G = 26487 \cdot 10^6 N/m^2$; $\mu_n = 0.32$).

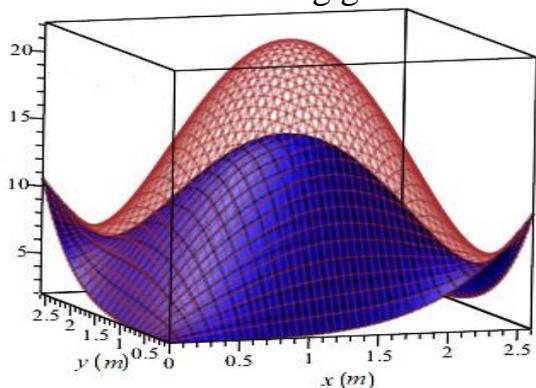
Plastinkaning qalinligini $h = 3 \cdot 10^{-3} m$ va $i = k = 1$.

Suyuqlik bo'g'inli dinamik so'ndirgich parametrlarini quyidagicha olindi:

$$\rho_1 = 10^3 kg/m^3; \nu = 0.5266 m^2/s; r_* = 5 \cdot 10^{-2} m; \varepsilon_1 = 5 \cdot 10^{-2} m.$$

Bu holda $b_s = 264.7 \cdot 10^3 N \cdot \frac{s}{m}$; $m_\theta = 0.314 kg$; $m_v = 0.524 kg$;
 $m_\beta = 1.456 kg$; $m_\gamma = 3.665 kg$; $m_\alpha = 6.987 kg$; $c_f = c_p = 10^4 N/m$;
 $b_f = 10^4 N \cdot s/m$.

Bu parametrlarning keltirilgan qiymatlari bo'yicha olingan xususiy tebranishlar formalarining grafiklari 8-rasmda tasvirlangan.

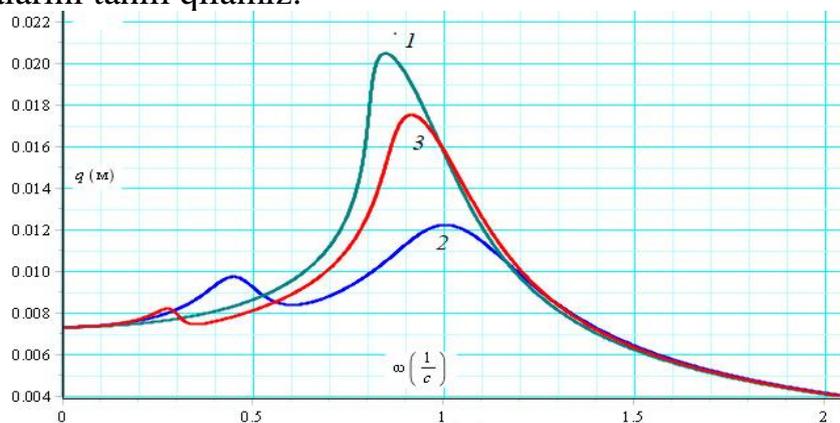


8-rasm. (23) xususiy tebranish formasining grafigi

Rasmdagi grafiklardan plastinka xususiy tebranishlar formalariga suyuqlik bo'g'inli dinamik so'ndirgichning effektini ko'rish mumkin. Dinamik so'ndirgichsiz plastinka xususiy tebranish formasi (jigar rang) uning geometrik markazidagi nuqtada 22.1839 ga teng qiymatni qabul qiladi. Shu nuqtada suyuqlik bo'g'inli dinamik so'ndirgichli plastinkaning xususiy

tebranish formasi (ko'k rang) 15.1651 ga teng qiymatni qabul qiladi. Suyuqlik bo'g'inli dinamik so'ndirgichni plastinkaga zararli tebranishlardan himoyalovchi ob'ekt sifatida qo'llash plastinkaning xususiy tebranish formasi qiymatlarini kamaytiradi. Bu esa suyuqlik bo'g'inli dinamik so'ndirgichni plastinkaning past chastotali zararli tebranishlarini so'ndirishda yuqori samaraga ega ekanligini ko'rsatadi.

Tebranishlardan himoyalovchi plastinkaning amplituda-chastota xarakteristikalarini tahlil qilamiz.



9-rasm. (18) differensial tenglamalar sistemasidan aniqlanuvchi amplituda-chastota xarakteristikalari

9-rasmda qaralayotgan sistemaning amplituda-chastota xarakteristikalarining dinamik so'ndirgichni elastik va dempferlovchi elementlariga bog'liq holda o'zgarishi tasvirlangan ($c_f = 10 \frac{N}{m}$, $b_f = 10 \frac{N \cdot s}{m}$, (to'q yashil, 1-chiziq), $c_f = 10^2 \frac{N}{m}$, $b_f = 10^2 \frac{N \cdot s}{m}$, (ko'k, 2-chiziq), $c_f = 10^4 \frac{N}{m}$, $b_f = 10^4 \frac{N \cdot s}{m}$, (qizil, 3-chiziq)). Bu rasmdagi grafiklarning vertikal dan chap tomonga og'ishidan AL19 alyumin qotishmali plastinka materialining yumshoq xarakteristikaga ega ekanligini

ko'rsatadi. $c_f \leq 10^4 \frac{N}{m}, b_f \leq 10^4 \frac{N \cdot s}{m}$ sohada dinamik so'ndirgich samaradorligi yuqori bo'lib, amplitudalar eng kichik qiymatlarga erishadi.

Past chastotalarda plastinka zararli tebranishlarini so'ndirishda suyuqlik bo'g'inli dinamik so'ndirgichni qo'llash effektivligi tahlili natijasida tavsiyalar berilgan.

Tasodifiy qo'zg'alishlar ta'siridagi mexanik sistemalarning tebranishlariga bag'ishlangan masalalarda tasodifiy jarayonlar nazariyasining asosiy munosabatlaridan foydalaniladi [4]. Ularga asosan umumlashgan koordinatalarning o'rtacha kvadratik chetlanishlari qaralayotgan sistemalarning tasodifiy tebranishlarini ifodalaydi.

$$\sigma_{ik}^2 = \int_{-\infty}^{\infty} |H_1(\omega)|^2 S_{W_0}(\omega) d\omega; \sigma_{\alpha}^2 = \int_{-\infty}^{\infty} |H_2(\omega)|^2 S_{W_0}(\omega) d\omega; \\ \sigma_{\beta}^2 = \int_{-\infty}^{\infty} |H_3(\omega)|^2 S_{W_0}(\omega) d\omega, \quad (24)$$

bunda $\sigma_{ik}, \sigma_{\alpha}, \sigma_{\beta}$ va $H_1(\omega), H_2(\omega), H_3(\omega)$ - lar mos ravishda plastinka, dinamik so'ndirgich tashqi va ichki qattiq jismlarining o'rtacha kvadratik chetlanishlari va amplituda-chastota xarakteristikalarini; $S_{W_0}(\omega)$ – asos tezlanishining spektral zichligi.

Tasodifiy qo'zg'alishlarda qaralayotgan sistema dinamikasini tahlil qilish maqsadida, (24) o'rtacha kvadratik chetlanishlar ifodalaridagi asos tezlanishining spektral zichligini quyidagicha olingan [4]:

$$S_{W_0}(\omega) = \frac{D_{W_0} \kappa v^3}{\pi(v^2 - \omega^2 + J\kappa v \omega)(v^2 - \omega^2 - J\kappa v \omega)}, \quad (25)$$

bunda D_{W_0} - asos tezlanishining dispersiyasi; κ – tebranishlar spektr kengligini xarakterlovchi parametr; v – tasodifiy tebranish ehtimoli ko'p bo'lgan chastota.

(25) asos tezlanishining spektral zichligi ifodasini (24) munosabatlardagi tebranishlardan himoyalovchi plastinkaning o'rtacha kvadratik chetlanishlari ifodasiga qo'ysak, ega bo'lamiz.

$$\sigma_{ik}^2 = \frac{D_{W_0} \kappa v^3 (u_{ik*} \varepsilon p_0)^2}{\pi} \times \\ \times \int_{-\infty}^{\infty} \frac{\Psi_1^2 + \Psi_2^2}{(v^2 - \omega^2 + J\kappa v \omega)(v^2 - \omega^2 - J\kappa v \omega)(\Upsilon_1^2 + \Upsilon_2^2)} d\omega, \quad (26)$$

bunda $\Psi_1 = m_{ik} [(c_f - M_1 \omega^2)(2c_p - M_4 \omega^2) - b_f b_s \omega^2 - M_2 M_3 \omega^4]$;

$$\Psi_2 = ((c_f - M_1 \omega^2) b_s + (2c_p - M_4 \omega^2) b_f) m_{ik} \omega; \Upsilon_1 = -\Delta m_{ik} \omega^6 + \\ + ((2c_p M_1 + c_f M_4) m_{ik} + (m_{ik} + u_{ik1}^2 M_1) b_f b_s + \Delta(c_{1ik} + c_f u_{ik1}^2)) \omega^4 + \\ + (b_s M_1 + b_f M_4) c_{2ik} \omega^3 - (2c_f c_p (m_{ik} + u_{ik1}^2 M_1) + (2c_p M_1 + c_f M_4 + \\ + b_f b_s) c_{1ik}) \omega^2 - (b_s c_f + 2c_p b_f) c_{2ik} \omega + 2c_f c_p c_{1ik}; \\ \Upsilon_2 = (\Delta b_f u_{ik1}^2 + (b_s M_1 + b_f M_4) m_{ik}) \omega^5 + \Delta c_{2ik} \omega^4 - \\ - ((b_s M_1 + b_f M_4) c_{1ik} + (m_{ik} + u_{ik1}^2 M_1) (b_s c_f + 2c_p b_f)) \omega^3 -$$

⁴ Павловский М.А., Рыжков Л.М., Яковенко В.Б., Дусматов О.М. Нелинейные задачи динамики виброзащитных систем. – К.: Технике, 1997. – с. 204.

$$-(2c_p M_1 + c_f M_4 + b_f b_s) c_{2ik} \omega^2 + (b_s c_f + 2c_p b_f) c_{1ik} \omega + 2c_f c_p c_{2ik}.$$
 (26) munosabatdagi integralni hisoblashda integral ko‘rinishi quyidagicha olingan [5]:

$$I_1 = \int_{-\infty}^{\infty} \frac{P(\omega)}{\mathbb{Z}(J\omega) \mathbb{Z}(-J\omega)} d\omega, \quad (27)$$

bunda $P(\omega) = c_{n-1}^* \omega^{2n-2} + c_{n-2}^* \omega^{2n-4} + \dots + c_0^*$;
 $\mathbb{Z}(J\omega) = d_n^* (J\omega)^n + d_{n-1}^* (J\omega)^{n-1} + \dots + d_0^*$; $c_0^*, \dots, c_{n-1}^*, d_0^*, \dots, d_n^*$ - sistema parametrlariga bog‘liq bo‘lgan koeffitsientlar.

Natijada o‘rtacha kvadratik chetlanishlarini quyidagicha bo‘ladi:

$$\sigma_{ik}^2 = \frac{D_{W_0} \kappa v^3 (u_{ik} \varepsilon p_0)^2}{\pi} I_{2*}, \quad (28)$$

bunda

$$I_{2*} = \frac{\pi m_{ik}^2}{d_{14}^*} \begin{vmatrix} c_{13}^* & c_{12}^* & c_{11}^* & \dots & c_1^* & c_0^* \\ -d_{14}^* & d_{12}^* & -d_{10}^* & d_8^* & \dots & 0 \\ 0 & -d_{13}^* & d_{11}^* & -d_9^* & \dots & 0 \\ 0 & d_{14}^* & -d_{12}^* & d_{10}^* & \dots & 0 \\ 0 & \dots & \dots & \dots & \dots & 0 \\ 0 & \dots & \dots & \dots & -d_2^* & d_0^* \end{vmatrix}. \quad (29)$$

Aniqlangan (29) o‘rtacha kvadratik qiymatlar tebranishlardan himoyalannuvchi plastinkaning tasodifiy qo‘zg‘alishlar ta’siridagi ko‘ndalang tebranma harakatlari dinamikasini va ustuvorligini sistema parametrlariga bog‘liq holda tahlil qilish imkonini beradi. (28) o‘rtacha kvadratik qiymatlar ifodasi bo‘yicha vertikal urinmalar usuli yordamida tebranishlardan himoyalannuvchi plastinkaning tasodifiy qo‘zg‘alishlar ta’siridagi ko‘ndalang tebranma harakatlari ustuvorligi tekshirildi.

σ_{ik} funksiyaning grafigiga o‘tkazilgan vertikal urinmalar mavjud bo‘lishlik sharti quyidacha bo‘ladi:

$$\frac{\partial I_{2*}}{\partial \sigma_{ik}} = \frac{2\pi \sigma_{ik}}{D_{W_0} \kappa v^3 (u_{ik} \varepsilon p_0)^2}. \quad (30)$$

Vertikal urinmalar usulining mohiyatiga ko‘ra, harakat grafigiga o‘tkazilgan vertikal urinmalar mavjud bo‘lmasa, bu harakat ustuvor bo‘ladi.

Agar

$$\frac{\partial I_{2*}}{\partial \sigma_{ik}} < 0, \quad (31)$$

tengsizlik o‘rinli bo‘lsa, vertikal urinmalar mavjud bo‘lmaydi.

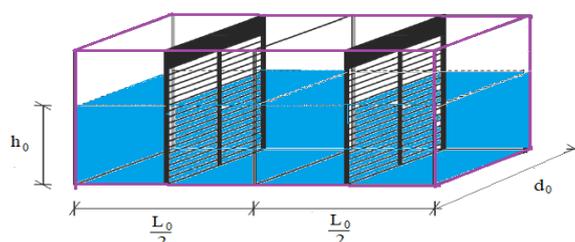
Ushbu (31) tengsizlik tebranishlardan himoyalannuvchi plastinkaning

⁵Roberts J.B., Spanos P.D. Random vibrations and statistical linearization. Dover publications press, New York, 2003, p.476.

tasodifiy qo'zg'alishlar ta'siridagi ko'ndalang tebranma harakatlarining ustuvorlik sharti hisoblanib, sistema parametrlarining ustuvor va noustuvor harakatlarga mos keluvchi qiymatlarini aniqlash imkonini beradi.

Dissertatsiyaning **“Suyuqlik dinamik so'ndirgich va stejenning birgalikdagi bo'ylama tebranishlarini matematik modellashtirish, dinamikasi va ustuvorligi”** deb nomlangan beshinchi bobida kinematik va tasodifiy qo'zg'alishlar ta'siridagi gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali sterjenning suyuqlik dinamik so'ndirgich bilan birgalikdagi bo'ylama tebranishlarini matematik modellashtirish, dinamikasini o'rganish va chiziqalmas statsionar tebranishlari absolyut ustuvorligini (matnda keying o'rinlarda ustuvorlik deb yuritiladi) tekshirish masalalari qaralgan.

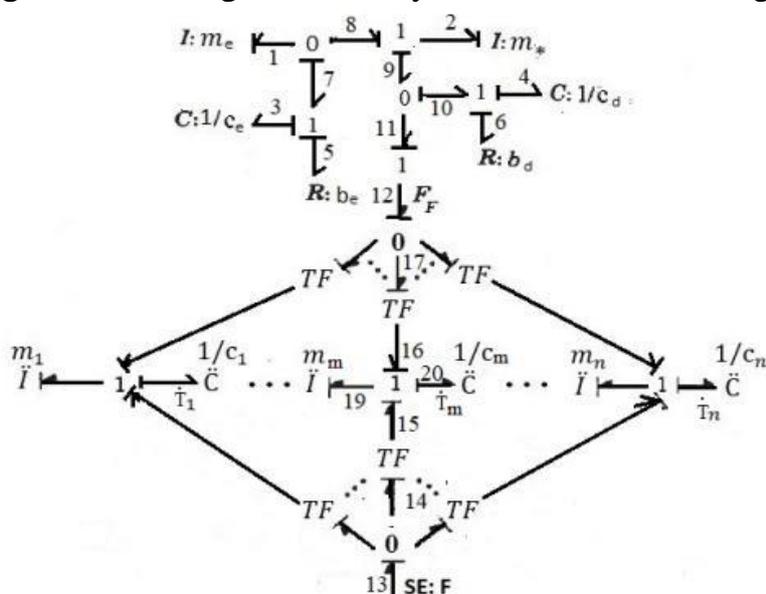
Suyuqlik dinamik so'ndirgich suyuqlik solingan idishining umumiy sxemasi 10-rasmda tasvirlangan.



10-rasm. *Suyuqlik dinamik so'ndirgichning fizik modelining umumiy sxemasi*

Bunda h_0 – tinch holatda suyuqlik sathining balandligi, L_0 , d_0 – mos ravishda dinamik so'ndirgich suyuqligi idishi uzunligi va ko'ndalang tomon.

Qaralayotgan tebranishlardan himoyalannuvchi sterjenning graf bog'lanishlarining strukturaviy ko'rinishi 11-rasmdagi keltirilgan.



11-rasm. *Tebranishlardan himoyalannuvchi stejenning bo'ylama tebranishlarining xossalari belgilangan strukturaviy ko'rinishi*

Bunda $C: c_e^{-1}$ va $R: b_e$ lar yumshoqlik va qarshilik xarakteristikalari bo'lib, ulardan dinamik so'ndirgichning tebranishlarga qarshilik kuchini suyuqlik harakatining amplitudaviy qiymatiga bog'liq holda ifodalashda foydalaniladi hamda b_e suyuqlik harakatining amplitudaviy qiymatiga bog'liq koeffitsient hisoblanadi [6]; F – tashqi kuch;

$m_* = m_t + m_0$; m_0 - suyuqlik dinamik so'ndirgich qattiq jismining massasi; b_d -

⁶Tait M.J. Modelling and preliminary design of a structure-TLD system. Engineering Structures, Volume 30, 2008, pp. 2644–2655

dempferning qarshiligi (qovushoqlik koeffitsienti); c_d – bikrlilik koeffitsienti. Tebranishlarda suyuqlikning massasi m_s ni harakatlanuvchi m_e va harakatsiz m_t suyuqlikning massalariga ajratish mumkin [6].

11-rasmda tasvirlangan strukturaviy modeldan quyidagi harakat differensial tenglamalar sistemasi olingan:

$$\begin{aligned}\dot{p}_{\bar{i}} &= v_{i0}F + v_{i1}(c_d T_d + b_d(m_*^{-1}p_d - v_{i1}m_{\bar{i}}^{-1}p_{\bar{i}})) - c_i T_i; \\ \dot{p}_e &= c_e T_e + b_e(m_e^{-1}p_e + m_*^{-1}p_d); \\ \dot{p}_d &= -c_e T_e - b_e(m_e^{-1}p_e + m_*^{-1}p_d) - c_d T_d - b_d(m_*^{-1}p_d - v_{i1}m_{\bar{i}}^{-1}p_{\bar{i}}); \\ \dot{T}_i &= m_{\bar{i}}^{-1}p_{\bar{i}}; \\ \dot{T}_e &= -m_e^{-1}p_e - m_*^{-1}p_d; \\ \dot{T}_d &= m_*^{-1}p_d - v_{i1}m_{\bar{i}}^{-1}p_{\bar{i}},\end{aligned}\quad (32)$$

bunda $p_{\bar{i}}, p_e, p_d$ – lar mos ravishda $m_{\bar{i}}, m_e, m_*$ massalarning impulslari; T_i, T_e va T_d lar mos ravishda sterjen, harakatdagi suyuqlik massasining va dinamik so‘ndirgich tashqi korpusining ko‘chishlari; $v_{i1} = v_i(x_1); v_{i0} = v_i(x_0)$ xususiy tebranish formalarining suyuqlik bo‘g‘inli dinamik so‘ndirgich o‘rnatilgan x_1 va tashqi kuch qo‘yilgan x_0 nuqtalardagi qiymatlari.

Olingan (32) differensial tenglamalar sistemasi gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali sterjenning dinamik so‘ndirgich bilan birgalikdagi bo‘ylama tebranishlarining matematik modelini ifodalaydi.

Sterjenning chap uchi qistirib mahkamlangan, o‘ng uchi erkin bo‘lgan hol uchun xususiy tebranish formasi quyidagicha izlandi:

$$v_i = A_{i0} \cos(k_i x) + B_{i0} \sin(k_i x) + 2C_{i0} \sin\left(\frac{k_i x}{2}\right), \quad (33)$$

bunda A_{i0}, B_{i0} va C_{i0} lar chegaraviy va dinamik shartlardan aniqlanadigan koeffitsientlar hisoblanadi.

U holda chastota tenglamasi

$$\begin{aligned}k_i \left(\cos(k_i l) \cos\left(\frac{k_i x_1}{2}\right) - \cos(k_i x_1) \cos\left(\frac{k_i l}{2}\right) \right) + \\ + H_e \left(\sin(k_i x_1) \cos\left(\frac{k_i l}{2}\right) - 2 \cos(k_i l) \sin\left(\frac{k_i x_1}{2}\right) \right) = 0,\end{aligned}\quad (34)$$

$$\text{bunda } H_e = \pm \frac{|m_e^2 \omega^4 + (m_* + m_e) \omega^2 (c_e - m_e \omega^2)|}{EA} \sqrt{\frac{c_d^2 + (b_d \omega)^2}{A_{c0}^2 + A_{d0}^2}},$$

$$A_{c0} = (c_d - (m_* + m_e) \omega^2)(c_e - m_e \omega^2) - m_e^2 \omega^4; A_{d0} = (c_e - m_e \omega^2) b_d \omega.$$

Dempferlash koeffitsienti va chastota tenglamasi ustida sonli hisoblashni bajarish maqsadida dinamik so‘ndirgich parametrlari hamda o‘zgaruvchilarini ularning aniqlanish sohalarida tahlil qilindi. Bunda quyidagi munosabatlardan foydalanildi [6]:

$$c_e = \frac{8g\rho_s d_0 L_0}{\pi^2} \tanh^2\left(\frac{\pi h_0}{L_0}\right), \quad (35)$$

Kinematik qo‘zg‘alishlar uchun:

$$b_e = B_{e0} \frac{256\rho_s d_0 L_0}{3\pi^5} \tanh^3\left(\frac{\pi h_0}{L_0}\right) \omega \Delta_s Z_s T_{e0}, \quad (36)$$

bunda $T_{e0} - T_e$ ko‘chishning absolyut qiymati.

Tasodifiy qo'zg'alishlar uchun:

$$b_e = B_{e0} \frac{16\rho_s d_0 L_0}{\pi^3} \sqrt{\frac{32}{\pi^3} \tanh^3\left(\frac{\pi h_0}{L_0}\right)} \omega \Delta_s Z_s \sigma_e, \quad (37)$$

bunda $\sigma_e - T_e$ ko'chishning o'rtacha kvadratik qiymati; g – erkin tushish tezlanishi; ρ_s - suyuqlikning zichligi; B_{e0} – yo'qotish koeffitsienti bo'lib, mustahkamlik S_{*0} va konstruktsiya B_{c0} koeffitsientlari orqali quyidagicha ifodalangan [6]:

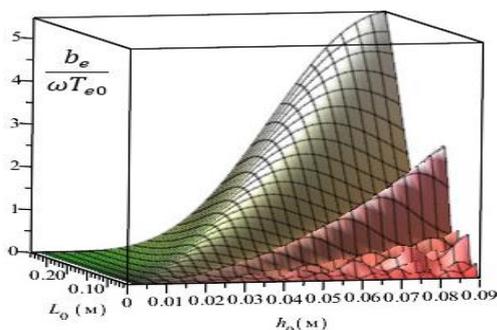
$$B_{e0} = \left(\frac{1}{(1 - S_{*0})B_{c0}} - 1\right)^2, \quad S_{*0} = \frac{A_{S*}}{d_0 h_0}, \quad (38)$$

A_{S*} - suyuqlik idishi ichidagi to'rning yuzi;

$$B_{c0} = 0.405e^{-\pi S_{*0}} + 0.595; \quad \Delta_s = \frac{1}{3} + \frac{1}{\sinh^2\left(\frac{\pi h_0}{L_0}\right)}; \quad Z_s = \sum_{k=1}^{k_*} \left| \sin^3\left(\frac{\pi x_k^*}{L_0}\right) \right|, \quad (39)$$

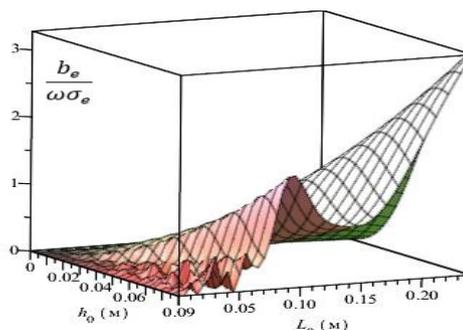
k_* - suyuqlik idishi ichidagi to'siqlar soni; x_k^* - suyuqlik idishi ichidagi to'siq yoki to'siqlar o'rnatilish masofasi.

12 va 13-rasmlarda (36) va (37) munosabatlar bo'yicha koeffitsientlarning grafiklari tasvirlangan.



12-rasm. $\frac{b_e}{\omega T_{e0}}$ funksiyaning grafigi

$$(k_* = 2, x_1^* = \frac{h_0}{2}, x_2^* = \frac{3h_0}{2}, d_0 = h_0)$$



13-rasm. $\frac{b_e}{\omega \sigma_e}$ funksiyaning grafigi

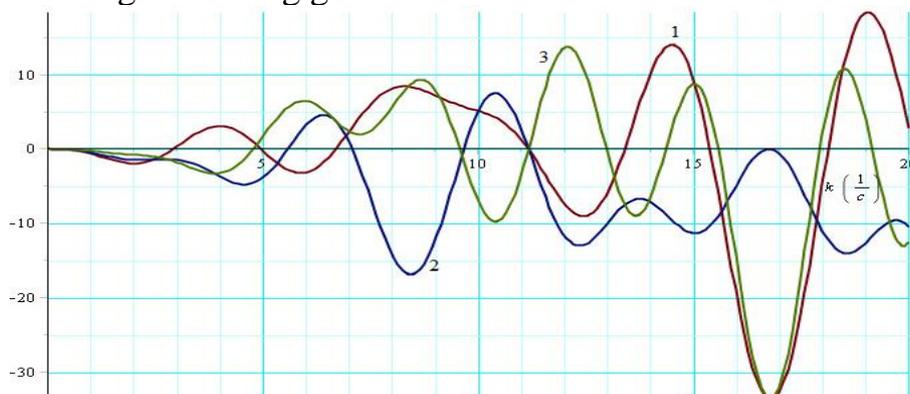
$$(k_* = 2, x_1^* = \frac{h_0}{2}, x_2^* = \frac{3h_0}{2}, d_0 = h_0)$$

Rasmlarda $\rho_s = 10^3 \frac{kg}{m^3}, S = 0.4, k_* = 2, x_1^* = \frac{h_0}{2}, x_2^* = \frac{3h_0}{2}, d_0 = h_0$ bo'lganda (36) va (37) munosabatlardagi koeffitsientlar bilan aniqlanuvchi $\frac{b_e}{\omega T_{e0}}$ va $\frac{b_e}{\omega \sigma_e}$ funksiyalarning grafiklari tasvirlangan. Bu funksiyalar aniqlanish sohalarida ham o'suvchi ham kamayuvchi bo'lganligi sababli, kinematik va tasodifiy qo'zg'alishlar uchun dempferlash koeffitsientlarini h_0, L_0 o'zgaruvchilarga nisbatan zaruriy tanlash imkoni mavjud bo'ladi. Bu rasmlardan shuni xulosa qilish mumkinki, suyuqlik ichidagi to'siqlar soni bittadan ikkitaga oshishi garmonik hamda tasodifiy qo'zg'alishlarda dempferlash koeffitsientlarining qiymatlarini oshirish bilan birga eng katta va eng kichik qiymatlari orasidagi farqlarni ham kamaytiradi. Bu dinamik so'ndirgich parametrlarini optimal tanlash imkonini oshiradi.

Yuqorida keltirilgan tahlillar asosida suyuqlikli dinamik so'ndirgich uchun quyidagi qiymatlar olindi: $d_0 = h_0 = 0.12 m; L_0 = 0.24 m; A_{S*} = 0.576 \cdot 10^{-2} m^2$. Bu holda $m_s = 3.456 kg$ bo'lib, $m_e = 1.636 kg; m_t = 1.82 kg; c_e =$

$192.635 \frac{N}{m}$. Sterjenning uzunligi $l = 150 \cdot 10^{-2} m$ va ko'ndalang kesimi yuzi $A = 48 \cdot 10^{-4} m^2$; $m_0 = 0.944 kg$; $m_* = 2.764 kg$; $c_d = 10^3 \frac{N}{m}$; $b_d = 10^3 \frac{N \cdot s}{m}$.

Suyuqlikli dinamik so'ndirgich $x_1 = \frac{l}{4}, \frac{l}{2}, \frac{3l}{4}$ nuqtalarda o'rnatilgan hollar uchun chastota tenglamasining grafiklari mos ravishda 14-rasmda keltirilgan.



14-rasm. (34) chastota tenglamalarining grafiklari

Rasmdan shuni aytish mumkinki, dinamik so'ndirgich $x_1 = \frac{l}{4}$ nuqtaga o'rnatilganda sistemaning xususiy chastotasi eng kichik bo'ladi. Dinamik so'ndirgich $x_1 = \frac{l}{2}$ nuqtaga o'rnatilgandagi chastotaning eng kichik qiymati $x_1 = \frac{3l}{4}$ nuqtaga o'rnatilgandagi chastotaning eng kichik qiymatidan katta bo'ladi. Bu esa mazkur sistemani loyihalashda amaliy ahamiyat kasb etadi.

Tasodifiy qo'zg'alishlar ta'siridagi gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali sterjening suyuqlikli dinamik so'ndirgich bilan birgalikdagi chiziqli bo'lmagan bo'yлама tebranishlari ustuvorligi masalasi qaraldi.

O'rtacha kvadratik chetlanishlari aniqlandi, ya'ni

$$\sigma_i^2 = \int_{-\infty}^{\infty} |H_{10}(\omega)|^2 S_{W_0}(\omega) d\omega; \quad \sigma_d^2 = \int_{-\infty}^{\infty} |H_{20}(\omega)|^2 S_{W_0}(\omega) d\omega;$$

$$\sigma_e^2 = \int_{-\infty}^{\infty} |H_{30}(\omega)|^2 S_{W_0}(\omega) d\omega, \quad (40)$$

bunda $\sigma_i, \sigma_d, \sigma_e$ va $H_{10}(\omega), H_{20}(\omega), H_{30}(\omega)$ - lar mos ravishda sterjen, dinamik so'ndirgich tashqi korpusi va harakatdagi suyuqlikning o'rtacha kvadratik chetlanishlari va amplituda-chastota xarakteristikallari.

Qaralayotgan sistema dinamikasini tahlil qilish maqsadida, (40) o'rtacha kvadratik chetlanishlar ifodalaridagi asos tezlanishining spektral zichligini quyidagicha olamiz [4]:

$$S_{W_0}(\omega) = \frac{\sigma_{W_0}^2}{4} (\delta(\omega + \nu) + \delta(\omega - \nu)), \quad (41)$$

bunda $\sigma_{W_0}^2$ - asos tezlanishining o'rtacha kvadratik qiymati; $\delta(\omega \pm \nu)$ – Dirakning delta funksiyasi.

(41) asos tezlanishining spektral zichligi ifodasidan hamda Dirakning delta funksiyasi xossasidan foydalangan holda (40) tenglamalar sistemasidagi integrallarni hisoblash mumkin.

σ_i funksiyaning grafigiga o'tkazilgan vertikal urinmalar mavjud bo'lishlik sharti quyidacha bo'ladi:

$$N_n + \frac{\sigma_e}{2} \frac{\partial N_n}{\partial \sigma_e} + \frac{\sigma_i}{2} \left(1 + \frac{\sigma_e}{2} \frac{\partial (A_{cv}^2 + A_{dv}^2)}{\partial \sigma_e} \right) \frac{\partial N_n}{\partial \sigma_i} = 0, \quad (42)$$

bunda $N_n = N_{cv}^2 + N_{dv}^2$;

$$N_{cv} = (c_{1i} - m_i v^2) \left((c_d - (m_* + m_e) v^2) (c_e - m_e v^2) - b_e b_d v^2 - m_e^2 v^4 \right) - c_{2i} \left((c_d - (m_* + m_e) v^2) b_e + (c_e - m_e v^2) b_d \right) v + v_{i1}^2 v^2 \left((m_* + m_e) b_e b_d v^2 - c_d (m_e^2 v^2 + (c_e - m_e v^2) (m_* + m_e)) \right);$$

$$N_{dv} = (c_{1i} - m_i v^2) \left((c_d - (m_* + m_e) v^2) b_e + (c_e - m_e v^2) b_d \right) v + \left((c_d - (m_* + m_e) v^2) (c_e - m_e v^2) - b_e b_d v^2 - m_e^2 v^4 \right) c_{2i} - v_{i1}^2 v^3 \left((m_* + m_e) b_e c_d + b_d (m_e^2 v^2 + (c_e - m_e v^2) (m_* + m_e)) \right);$$

$$A_{cv} = (c_d - (m_* + m_e) v^2) (c_e - m_e v^2) - b_e b_d v^2 - m_e^2 v^4;$$

$$A_{dv} = (c_d - (m_* + m_e) v^2) b_e v + (c_e - m_e v^2) b_d v;$$

(42) vertikal urinmalar mavjud bo'lishlik shartining bajarilmasligi tebranishlardan himoyalalanuvchi gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali sterjenning tasodifiy qo'zg'alishlar ta'siridagi bo'ylama tebranma harakatlarining ustuvorligi sharti hisoblanib, ustuvor harakatlarga mos keluvchi sistema parametrlarining turli qiymatlarini aniqlash imkonini beradi.

ASOSIY XULOSALAR

“Tebranishlardan himoyalalanuvchi mexanik sistemalarni strukturaviy modellashtirish va ustuvorligini tekshirish masalalari” mavzusidagi fan doktori (DSc) dissertatsiyasi bo'yicha o'tkazilgan tadqiqotlar asosida quyidagi xulosalar olindi:

1. Kinematik va tasodifiy parametrik qo'zg'alishlar ta'siridagi gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali sterjen va plastinkalarning suyuqlik bo'g'inli dinamik so'ndirgichlar bilan birgalikdagi tebranma harakatlari graf bog'lanishlar strukturaviy usuli yordamida matematik modellashtirish metodikasi ishlab chiqilgan, dinamikasi baholangan va chiziqli bo'lmagan statsionar ko'ndalang tebranishlari ustuvorligi tekshirilgan.

2. Gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali sterjen va plastinkaning modal massasi va bikrligi analitik ko'rinishda parametrlar va o'zgaruvchilarga bog'liq holda aniqlangan. Sterjenning modal massasi sterjen materiali zichligiga, ko'ndalang kesimi yuziga va xususiy tebranish formalariga, modal bikrlilik esa shu parametrlardan tashqari materialning dissipativ xarakteristikalariga ham bog'liq ekanligi asoslangan. Plastinkaning modal massasi plastinka materiali zichligiga, qalinligiga, eni va bo'yiga va xususiy tebranish formalariga, bog'liq ekanligi hamda modal bikrlilik bu parametrlardan tashqari materialning dissipativ xarakteristikalariga ham bog'liq ekanligi ko'rsatilgan. Bu aniqlangan natijalar amaliy loyihalash ishlarida sterjen va plastinkalarning mazkur parametrlari va o'zgaruvchilarni zaruriy tanlash hamda tahlil qilish imkoniyatini yaratadi.

3. Tebranishlardan himoyalalanuvchi sterjen va plastinkaning chastota tenglamalari sistema parametrlariga bog'liq holda aniqlangan. Suyuqlik bo'g'inli

dinamik so'ndirgichning bikrlilik va dempferlash koeffitsientlarining o'zgarishi rezonans chastotasi atrofida xususiy chastotani juda kichik miqdorda o'zgartirishi ko'rsatildi. Bu natija ustuvorlik shartlarini va chegaralarini tahlil qilishda sterjen xususiy chastotasini erkli o'zgaruvchi sifatida qarash zarurli asoslab berilgan.

4. Uzatish funksiyalari sistema parametrlariga bog'liq holda analitik ifodalandi va chastota hamda amplitudaga nisbatan minimumga erishishi tahlil qilinib, natijalar teoremlar ko'rinishda berilgan. Minimumga ega bo'lish shartlari olinib, dinamik so'ndirgichning effektivligi baholangan.

5. Tebranishlardan himoyalanuvchi plastinkaning uzatish funksiyasi suyuqlik bo'g'inli dinamik so'ndirgichning elastik va dempferlovchi elementlariga bog'liq holda o'zgarishi tahlil qilinib, mazkur parametrlarning optimal qiymatlari aniqlandi. Bu parametrlarning optimal qiymatlaridan kamayishi uzatish funksiyasi ortishiga, amplitudalarning qabul qilishi mumkin bo'lgan qiymatlarida esa uzatish funksiyasi kamayishiga olib kelishi sonli hisoblashlar natijalari bo'yicha tahlil qilingan, dinamik so'ndirgichning effektivligi bo'yicha tavsiyalar berilgan.

6. Tasodifiy qo'zg'alishlar ta'siridagi tebranishlardan himoyalanuvchi gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali plastinkaning chiziqli bo'lmagan ko'ndalang tebranishlarida o'rtacha kvadratik chetlanishlar ifodasi asos tezlanishi spektral zichligining murakkab ifodasi uchun sistema parametrlariga bog'liq holda analitik ko'rinishda aniqlash metodikasi ishlab chiqilgan.

7. Kinematik va tasodifiy qo'zg'alishlar ta'siridagi gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali sterjen va plastinkaning suyuqlik bo'g'inli dinamik so'ndirgich bilan birgalikdagi chiziqlimas ko'ndalang tebranishlarining ustuvorligi tekshirilgan. Raus kriteriysi va vertikal urunmalar usuli asosida ustuvorlik shartlari sistema parametrlariga bog'liq holda aniqlanib, sistemalarning noustuvor tebranishlariga mos keladigan parametrlari ko'rsatilgan va tavsiyalar berilgan.

8. Ishlab chiqilgan matematik modellardan va olingan natijalardan xususiy xollarda boshqa mualliflar tomonidan olingan natijalarni kelib chiqishi ko'rsatilib, modellarning adekvatligi va natijalarni to'g'riligi asoslangan.

9. Gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali sterjenning suyuqlikli dinamik so'ndirgich bilan birgalikdagi bo'ylama tebranishlarini graf bog'lanishlar strukturaviy usuli yordamida matematik modellashtirish metodikasi ishlab chiqilgan, kinematik va tasodifiy qo'zg'alishlar ta'sirida dinamikasi baholangan va statsionar harakati ustuvorligi tekshirilgan.

10. Dinamik so'ndirgichning dempferlash koeffitsienti uning o'lchamlarining o'zgarishiga bog'liq bo'lib, uning uzunligi ichidagi suv sathidan ikki marta katta bo'lishi dempferlash koeffitsienti eng katta bo'lishiga olib kelishi ko'rsatilgan.

11. Tebranishlardan himoyalanuvchi sterjen va plastinkaning konstruktiv parametrlari bo'yicha turli jarayonlardagi ustuvorlik chegaralarini va sohalarini aniqlashning sonli tahlil etish algoritmi ishlab chiqilgan.

12. Suyuqlikli dinamik so'ndirgichning to'siqlari soni oshishi garmonik hamda tasodifiy qo'zg'alishlarda dempferlash koeffitsientlarining qiymatlarini oshishiga olib kelib, eng katta va eng kichik qiymatlari orasidagi farqlarni ham kamaytirishi ko'rsatilgan, tahlil natijalari asosida xulosalar keltirilgan.

**РАЗОВЫЙ НАУЧНЫЙ СОВЕТ ПРИ НАУЧНОМ СОВЕТЕ
DSc.02/30.12.2019. T/FM.61.01 ПО ПРИСУЖДЕНИЮ УЧЕНЫХ
СТЕПЕНЕЙ ПРИ ИНСТИТУТЕ МЕХАНИКИ И
СЕЙСМОСТОЙКОСТИ СООРУЖЕНИЙ**

**САМАРКАНДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АРХИТЕКТУРНО-
СТРОИТЕЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ**

ХОДЖАБЕКОВ МУРАДЖОН УСАРОВИЧ

**ЗАДАЧИ СТРУКТУРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ И ИССЛЕДОВАНИЯ
УСТОЙЧИВОСТИ ВИБРОЗАЩИЩАЕМЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ
СИСТЕМ**

01.02.01 – Теоретическая механика,

01.02.04 – Механика деформируемого твердого тела

**АВТОРЕФЕРАТ ДИССЕРТАЦИИ ДОКТОРА ФИЗИКО-
МАТЕМАТИЧЕСКИХ НАУК**

Ташкент -2024

Тема диссертации доктора наук (DSc) зарегистрирована Высшей аттестационной комиссией при Министерстве Высшего образования, науки и инноваций Республики Узбекистан, под номером В2023.3.DSc/FM179.

Диссертация выполнена в Самаркандском государственном архитектурно-строительном университете.

Автореферат диссертации на трех языках (узбекский, русский, английский (резюме)) размещен на веб-странице научного совета (www.insmech.uz) и на Информационно-образовательном портале «ZiyoNet» (www.ziyo.net).

Научные консультанты

Дусматов Олимжон Мусурмонович
доктор физико-математических наук, профессор
Мирсаидов Мирзиёд Мирсаидович
доктор технических наук, профессор, академик АН РУз

Официальные оппоненты:

Мардонов Батиржан Мардонович
доктор физико-математических наук, профессор
Коршунова Наталья Александровна
доктор физико-математических наук, профессор
Тешаев Мухсин Худойбердиевич
доктор физико-математических наук, профессор

Ведущая организация: Ташкентский государственный технический университет имени Ислама Каримова

Защита диссертации состоится «__» _____ 2024 г. в _____ часов на заседании научного совета DSc.02/30.12.2019.T/FM.61.01 при Институте механики и сейсмостойкости сооружений АН РУз по адресу: г.Ташкент, улица Яхья Гуломова, 70. тел.: (99871) 233-68-47; Факс: (99871) 233-74-82, электронная почта : kanselyaria@academy.uz.

С диссертацией можно ознакомиться в Информационно-ресурсном центре Института механики и сейсмостойкости сооружений АН РУз (регистрационный номер _____). Адрес: 100047, г.Ташкент, улица Яхья Гуломова, 70, тел.: (99871) 233-68-47; Факс: (99871) 233-74-82, электронная почта : kanselyaria@academy.uz

Автореферат диссертации разослан _____ 2024 года.

(реестра Протокола рассылки _ _ _ _ _ 2024)

М.М.Мирсаидов

Председатель разового научного совета по присуждению ученых степеней, д.т.н., профессор, академик АН РУз

М.К. Усаров

Ученый секретарь разового научного совета по присуждению ученых степеней, д.ф.-м.н., профессор

А.А.Ризаев

Председатель научного семинара при разовом научном совете по присуждению ученых степеней, д.т.н., профессор

ВВЕДЕНИЕ (Аннотация докторской диссертации)

Актуальность и востребованность темы диссертации. В мире различных областях современной техники и технологий проводится математическое моделирование вибрационных движений машин и механизмов, устройств и их элементов в результате внешних воздействий, гашение возникающих в них вредных вибраций, выявление факторов, препятствующих их безупречной работе и при принятии мер по их устранению особое значение придается обеспечению длительной надежной эксплуатации. В настоящее время в развитых странах актуально создание математических моделей сложных механических систем при проектировании различных устройств и решение проблем использования новых типов динамических гасителей при гашении вредных вибраций. В связи с этим, в том числе, научно обосновать проблемы, связанные с динамикой и устойчивости вибрационных движений механических систем, разработать математические модели, изучить их динамику, погасить вредные вибрации, возникающие в них в процессе вибрации, и исследования устойчивости систем при нелинейных колебаниях уделяется особое внимание.

В мире проводятся научные исследования по разработке математических моделей сложных механических систем, их защите от вредных вибраций и исследованию устойчивости нелинейных вибраций. Приоритетным направлением в этом направлении является, в том числе математическое моделирование вибраций в различных процессах механических систем с распределенными параметрами с жидкостными динамическими гасителями, исследования устойчивости и оценка динамики. При этом актуальными задачами считаются математическое моделирование и исследование устойчивости колебаний сложных механических систем с упруго-диссипативными характеристиками гистерезисного типа вследствие различных внешних воздействий, а также определение условий и областей устойчивости в зависимости от конструктивных параметров.

В нашей республике идет проведение научно-исследовательских работ по множеству проектов, направленных на математическое моделирование, оценку динамики и исследование устойчивости сложных механизмов и устройств, широко применяемых во многих областях промышленности и техники нашей республики – в авиации, подводном транспорте, железнодорожном транспорте и производственных технологиях. В стратегии развития Нового Узбекистана на 2022-2026 годы, среди прочего, определены задачи «... сокращения потерь в отраслях промышленности и повышения эффективности использования ресурсов..., создания кластеров производства строительных материалов...»³. Реализация этой задачи, в том числе с учетом различных внешних воздействующих факторов и конструктивных параметров, математического моделирования и проектирования сложных

³Указы Президента Республики Узбекистан № УП-60 от 28 января 2022 года «О стратегии развития Нового Узбекистана на 2022-2026 годы»

виброзащитных систем, с учетом сложности конструкций и реального процесса эксплуатации, является актуальной.

Указы Президента Республики Узбекистан № УП-60 от 28 января 2022 года «О стратегии развития Нового Узбекистана на 2022-2026 годы», ПП-916 от 15 июля 2008 года «О дополнительных мерах по стимулированию внедрения инновационных проектов и технологий в производство», ПЗ-2789 от 17 февраля 2017 г. «О мерах по дальнейшему совершенствованию деятельности Академии наук, организации, управления и финансирования научно-исследовательской деятельности» и других нормативных правовых документов, связанных с этой деятельностью, настоящего диссертационные исследования служат в реализации поставленных задач в определенной степени.

Соответствие исследования приоритетным направлениям развития науки и технологий республики. Данное исследование проводилось в рамках приоритетного направления развития науки и технологий республики, раздел IV «Математика, механика и информатика».

Обзор зарубежных исследований по теме диссертации⁴. Научные исследования, направленные на проектирование, совершенствование, определение оптимальных параметров жидкостных динамических гасителей нового типа и использование их в качестве объектов виброзащиты, проводятся ведущими мировыми научными центрами, в том числе Beijing institute of technology, Tsinghua University (Китайская народная республика), University of Massachusetts Amherst, California institute of technology (США), Busan National University (Корея), Пермский государственный университет, Петербургский политехнический университет, МГУ им. М.В. Ломоносова (Россия), Институт сейсмостойкости механики и конструкций им. имени М.Т.Уразбоева, Ташкентский институт инженеров ирригации и механизации сельского хозяйства, Национальный университет Узбекистана (Узбекистан) и другие.

В ходе разработки математических моделей систем с распределенными параметрами виброзащитных систем, на мировом уровне получены следующие важные результаты, в том числе по оценке их динамики: доказано, что эффективность твердотельных динамических гасителей при гашении вредных вибраций при высоких частотах эффективны (Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт», Украина, Массачусетский технологический институт, США); разработана методика оценки эффективности использования жидкостных динамических демпферов при гашении низкочастотных вредных колебаний механических систем (Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт», Украина); исследование деформируемых твердотельных систем стержневого типа - исследование нелинейных характеристик, математическое моделирование, исследование динамики, решение задач исследования устойчивости (Университет Лидса,

⁴<https://english.bit.edu.cn/>, www.tsinghua.edu.cn/en/, www.caltech.edu, www.umass.edu, www.pusan.ac.kr, www.spbstu.ru, www.msu.ru, www.psu.ru, <https://instmech.academy.uz/ru>, <https://www.mechanik.tu-darmstadt.de/index.en.jsp>

Великобритания, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт», Украина, Московский государственный университет им. М.В. Ломоносова, Россия); изучено вибрационное поведение пластинчатых систем при различных внешних воздействиях (Дармштадтский университет механики, Германия, Институт сейсмостойкости механики и конструкций им. М.Т. Уразбоева, Узбекистан)....

Во многих областях промышленности, техники и инженерии в мире проводится ряд исследований, направленных на защиту механических систем от низкочастотных вредных вибраций, гашение вибраций с помощью динамических гасителей, математическое моделирование виброзащитных систем с распределенными параметрами, в том числе по следующим приоритетным направлениям: проводятся исследования по математическому моделированию виброзащитных систем при кинематических и случайных возбуждениях; исследования устойчивости колебательных движений с учетом диссипативных характеристик механических систем.

Уровень изученности проблемы. Математическому моделированию механических систем с распределенными параметрами и принципам динамического гашения их вредных колебаний посвящено достаточно много научно-исследовательских работ, выполненных узбекскими и зарубежными учеными, - Ш.П.Алимухамедов, В.А.Белоус, Ф.Б.Бадалов, Е.С.Брискин, А.В.Воропай, О.М.Дусматов, С.В.Елисеев, О.В.Земскова, Д.Н.Иванов, В.Г.Климов, Б.Г.Коренев, В.Б.Ларин, В.П.Легеза, Б.Б.Мардонов, М.М.Мирсаидов, Н.В.Наумова, В.П.Павлов, М.А.Павловский, Т.Р.Рашидов, Ю.В.Радыш, Л.М.Резников, Л.М.Рыжков, М.Тешаев, К.В.Фролов, Ф.А.Фурман, В.П.Шпачук, В.Б.Яковенко, P.Alessandro, J.Bonsel, J.Banerjee, A.El-Bassiouny, N.Evangelos, R.Fey, W.Gunawardana, J.Haiyan, D.Hu, X.Jue, N.Jaini, Ch.Liquin, K.Mkrtchyan, H.Nijmeijer, Ch.Chaohe, H.Yong, H.Su, S.Sapna, M.Zainulabidin и другие.

Решением задач исследования устойчивости колеблющихся систем занимались Б.Атажанов, Н.Н.Боголюбов, М.Н.Сидиков, Х.М.Буранов, В.И.Воротников, И.И.Губанова, О.Л.Зуев, А.В.Карапетян, М.А.Лукьянов, М.М.Мартынюк, Д.Р.Меркин, В.Г.Миладжанов, Ю.А.Митропольский, Н.Н.Моисеев, М.А.Павловский, Я.Г.Пановко, Л.М.Рыжков, В.В.Румянцев, В.И.Слюнтяй, Х.Т.Тураев, Н.Г.Четаев, D.Baran, R.V.Bobryk, L.Chen, A.Chrzeszczyk, A.Fidlin, K.Ito, L.Hou, S.Kelly, L.Kurpa, D.Liu, O.Mazur, A.N.Michel, M.Migdalovici, H.Ramon, E.Siller, Y.Tang, J.Villaruel, Y.Wang, H.Wu, Zh.Wu, W.C.Xie, Y.Xi, H.Zhang и другие ученые.

Метод структурного моделирования - метод графов связей, основанный Н.М. Пейнтером, был усовершенствован О.М. Дусматовым, М.А. Павловским, В.Б. Яковенко, F.T.Brown, W.Borutzky, D.C.Karnopp, J.Kurpuros, D.L.Margolis, R.C.Rosenberg, M.Tenreiro, M.Vitor и другими учеными.

Современными направлениями научных исследований и задачами, требующими своего первостепенного решения, являются структурное математическое моделирование нелинейных колебаний распределенных параметрических упруго-диссипативных систем гистерезисного типа с

гидродинамическими гасителями при воздействии гармонических, случайных параметрических возбуждений, совершенствование методов расчета, оценка их динамики и устойчивости.

Связь диссертационного исследования с планами научно-исследовательских работ высшего учебного заведения, в котором 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 - разработка структурного моделирования, оценки динамики, методов расчета совместных нелинейных колебаний упругих систем с диссипативной характеристикой гистерезисного типа с распределенными параметрами и гидродинамическими гасителями при гармонических, случайных и случайных параметрических воздействиях, совершенствование методики решения задач и оценки устойчивости.

Задачи исследования:

аналитическое определение модальных масс и особенностей систем с упруго-диссипативными характеристиками гистерезисного типа и распределенными параметрами;

разработка методики структурного моделирования нелинейных колебаний упругих стержней, пластин с диссипативными характеристиками гистерезисного типа и жидкостными динамическими гасителями с использованием метода графов связей;

совершенствование методики оценки динамики нелинейных колебаний и исследования их устойчивости с учетом упруго-диссипативных характеристик гистерезисного типа виброзащищаемых систем с распределенными параметрами при кинематических и случайных возбуждениях;

определение пределов и областей устойчивости виброзащищаемых упругих систем на основе результатов численных расчетов для различных значений параметров системы и анализ полученных результатов;

разработка методики структурного математического моделирования продольных нелинейных колебаний упругих стержней с гидродинамическими гасителями, оценка их динамики и устойчивости;

оценка эффективности гидродинамического гасителя при гашении вредных колебаний, определение конструктивных параметров, обеспечивающих его эффективность, разработка рекомендаций.

Объектами исследования приняты упругие стержни и пластины с распределенной массой в качестве виброзащищаемых объектов, а в качестве виброзащитных устройств - динамические гасители колебаний, состоящие из твердых тел и жидкостей.

Предметом исследования является структурное математическое моделирование, совершенствование методов расчета, оценка динамики упругих систем, защищенных от вибраций, определение аналитических

выражений условий и пределов устойчивости в зависимости от параметров системы, численный анализ, разработка рекомендаций.

Методы исследования. В процессе исследования использовались методы теоретической механики, теории колебаний, гидромеханики, компьютерные технологии расчета и численного анализа, вертикальных касательных, медленно меняющихся амплитуд, графов связей, первого приближения Ляпунова, критерия Рауса и методы Ито.

Научная новизна исследования заключается в следующем:

разработаны математические модели с использованием метода графов связей поперечных и продольных нелинейных колебаний стержня и пластины при кинематических, случайных и случайных параметрических возбуждениях, с учетом упруго-диссипативных характеристик гистерезисного типа в материалах и характеристик демпфирования гидродинамического гасителя;

усовершенствован метод исследования динамики нелинейных колебаний упругого стержня и пластины, совмещенных с гидродинамическим гасителем, и исследования устойчивости;

обоснованы аналитические выражения передаточных функций виброустойчивой стержня и пластины с учетом упруго-диссипативных характеристик систем гистерезисного типа в зависимости от конструктивных параметров;

проведена оценка эффективности жидкостно-шарнирных динамических гасителей при гашении низкочастотных вредных поперечных колебаний, исходя из условий достижения минимума передаточных функций, с учетом конструктивных параметров и переменных;

разработан алгоритм численного анализа определения пределов и областей устойчивости виброзащитных стержня и пластины в различных процессах с учетом упруго-диссипативных характеристик систем гистерезисного типа в зависимости от конструктивных параметров.

Практические результаты исследования заключаются в следующем:

разработаны математические модели упругих стержня и пластины с диссипативными характеристиками гистерезисного типа и динамическими гасителями при кинематических, случайных и случайно-параметрических воздействиях, усовершенствованы методики и алгоритмы расчета, оценки динамики и методики исследования устойчивости;

разработана методика подбора параметров жидкостного динамического гасителя для гашения низкочастотных поперечных колебаний стержневых и пластинчатых конструкций с распределенными параметрами;

обосновано значение диссипативных свойств стержней, пластинчатых материалов и упруго-демпфирующих элементов жидкостных динамических гасителей в повышении эффективности динамического гашения колебаний, то есть в уменьшении амплитуд колебаний и обеспечении устойчивости системы, разработаны соответствующие рекомендации;

приведены аналитические результаты и необходимые выводы по выбору конструктивных параметров виброзащитаемой и виброзащитной систем.

Достоверность результатов исследования. Адекватность

разработанных моделей, надежность методов расчета и корректность полученных результатов доказаны сравнением с результатами других авторов. На основе разработанных моделей в ряде случаев выводятся известные из литературы модели.

Научная и практическая значимость результатов исследования.

Научная значимость результатов исследования оценивается структурным математическим моделированием нелинейных колебательных движений упругих виброзащитных систем с диссипативной характеристикой гистерезисного типа, разработкой методов исследования их динамики и устойчивости. Результаты, полученные в исследовательской работе, позволяют расширить круг задач, в которых могут быть применены структурные методы.

Практическая значимость результатов исследования объясняется защитой механических систем, применяемых в различных областях промышленности и техники, от вредных колебаний, обеспечением прочности их деталей и их надёжной длительной эксплуатации, а также предоставлением возможности выбора конструктивных параметров в конструкции виброзащитных устройств.

Внедрение результатов исследований. По результатам структурного моделирования и определения устойчивости виброустойчивых механических систем внедрены следующие разработки:

математическое моделирование поведения систем с распределенными параметрами при кинематических, случайных и случайно-параметрических колебаниях, проверка устойчивости, методы определения аналитических выражений условий устойчивости и алгоритмы численного анализа пределов и областей устойчивости при различных значениях структурных параметров системы использовались в Джизакском областном управлении транспорта при математическом моделировании движений деталей транспортных средств под воздействием гармонических, случайных и случайных параметрических колебаний, а также при исследовании их устойчивости (справка № 2/7724 Министерства транспорта Республики Узбекистан от 13.12.2022). Применение результатов позволило математически смоделировать колебания деталей автомобиля при внешних воздействиях и обеспечить их устойчивость;

условия устойчивости при движении виброзащитных стержней и пластин с распределенными параметрами, алгоритм численного анализа границ и областей устойчивости, упруго-диссипативные характеристики гистерезисного типа под воздействием гармонических и случайных возбуждений с жидкостными динамическими демпферами стержней и пластин на основе метода математического моделирования, полученного методом графов связей, и выражения уравнений частоты, определяемой в зависимости от параметров системы, приведены в изданном учебном пособии «Теоретическая механика» (утверждено приказом Министерства высшего и среднего специального образования Республики Узбекистан № 237 от 31 мая 2021 г; Свидетельство № 137-702) и использованы при разработке типовой учебной программы дисциплины «Динамика зданий и сооружений» для

специальности магистратуры «70730306 - Проектирование и строительство уникальных зданий» (Справка № 02/01-01-89 от 01.12.2022 Министерства высшего и среднего специального образования Республики Узбекистан).

Отмеченные результаты исследований использовались в учебной программе дисциплины «Динамика уникальных зданий и сооружений», в частности, при её изучении по следующим темам «Выбор динамических расчетных моделей зданий и сооружений, правила сбора нагрузок». Определение собственных частот и форм», «Свободные колебания балки постоянного сечения с бесконечными степенями свободы. Определение собственных частот и форм», «Продольные колебания стержня. Идентификация собственных частот и форм», «Определение динамических характеристик сложных упругих систем приближенными методами», что позволило решить задачи демпфирования и анализа низкочастотных вредных колебаний, осуществлять подбор необходимых переменных и параметров;

Апробация результатов исследования. Результаты данного исследования были представлены на 12 международных и 1 республиканской конференциях, на Республиканском научном семинаре «Проблемы механики» при кафедре «Теоретическая и строительная механика» Национального научно-исследовательского института «Ташкентский институт инженеров ирригации и механизации сельского хозяйства» (2022 г., 6 мая, Протокол № 4.), на совместных научных семинарах «Сейсмостойкость конструкций и сооружений» Института механики и сейсмостойкости сооружений им. М.Т. Уразбаева АН РУз (18 мая 2022 г., Протокол № 5; 6 декабря 2023 г., Протокол № 6), представлены на научном семинаре Самаркандского государственного архитектурно-строительного университета имени Мирзо Улугбека (29 сентября 2023 г., Протокол № 1) и «Ташкентского института инженеров ирригации и механизации сельского хозяйства», обсуждены на межвузовском республиканском научном семинаре «Проблемы механики» на базе кафедры «Механика и компьютерное моделирование» университета (18 ноября 2023 г., Протокол № 15).

Публикация результатов исследования. По теме диссертации опубликовано 26 научных работ, из них 17 научных статей, 3 свидетельства на право интеллектуальной собственности, 6 работ опубликовано в сборниках материалов международных и республиканских научно-практических конференций и семинаров. В научных изданиях, рекомендованных ВАК при Министерстве высшего образования, науки и инноваций Республики Узбекистан для публикации основных научных результатов докторских (DSc) диссертаций, опубликовано 16 статей, из них 11 – в зарубежных и 5 – в республиканских изданиях.

Объем и структура диссертации. Диссертация объемом 237 страниц состоит из введения, пяти глав, заключения, списка использованной литературы и ПРИЛОЖЕНИЙ.

Автор выражает искреннюю благодарность научным консультантам доктору физико-математических наук, профессору О.М. Дусматову и доктору технических наук, профессору, академику АН РУз М.М. Мирсаидову.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ

Во **Введении** обоснована актуальность и востребованность исследования, показано его соответствие приоритетным направлениям развития науки и технологий республики, приведён обзор научных исследований по теме, уровень изученности проблемы. Приводятся цели и задачи, объект, предмет исследования, освещена научная новизна исследования, практические результаты и их достоверность. Раскрыта научная и практическая значимость результатов исследования, степень опубликованности результатов, а также структура и объем диссертации.

Первая глава диссертации под названием «Аналитический обзор литературы по изучению проблемы» содержит обзор литературы по изучению математического моделирования, динамики и устойчивости движений различных типов динамических гасителей, стержней и пластин в различных процессах, а также использование структурного метода графов связей при математическом моделировании механических систем.

При этом, на основе аналитического обзора большого числа литературных источников, особое внимание уделено исследованиям, посвященным изучению демпфирующих свойств динамических гасителей с жидкостными звеньями, эффективных при гашении вредных колебаний устройств и их элементов в области техники и технологий, оценке демпфирующих свойств пассивных, полупассивных и активных виброзащитных систем и экспериментальному определению форм колебаний пластин, возникновению поперечных, продольных, крутильных колебаний под воздействием кинематических движений в сочетании с различными типами динамических гасителей колебаний виброзащитных пластин, а также исследованиям, посвященных вопросам оценки границ устойчивости, изучению математического моделирования и динамики упругих виброзащитных систем с диссипативными характеристиками гистерезисного типа в различных процессах, теоретическим основам и использованию математического моделирования колебательных движений систем с сосредоточенными и распределенными массами.

Изучение состояния вопросов математического моделирования нелинейного поведения упругих стержней и пластин с диссипативными характеристиками гистерезисного типа под воздействием кинематических, случайных и случайно-параметрических возбуждений, совмещенных с гидродинамическими гасителями, с учетом диссипативных и жидкостных свойств и их динамики, свидетельствует о необходимости проведения масштабных исследований по разработке рекомендаций с целью изучения, совершенствования методики оценки устойчивости, выбора конструктивных параметров, обеспечивающих эффективность динамического гашения.

Во второй главе диссертации «Математическое моделирование и динамика виброзащищаемого стержня с упруго-диссипативной характеристикой гистерезисного типа» проводится математическое моделирование механических систем с распределенными параметрами с использованием структурного метода графов связей, гидродинамический

анализ гистерезисной диссипативной характеристики упругого стержня с распределенными параметрами. Разработана математическая модель и метод расчета колебательных движений совместно с исполнительным механизмом с использованием метода графов связей. На основе численного анализа показано, что динамический гаситель с жидкостным звеном эффективен при гашении низкочастотных колебаний стержней с диссипативными характеристиками, а за счет изменения параметров гасителя можно повысить эффект гашения в различных колебательных процессах.

Схема физической модели системы, состоящей из упругого стержня и динамического гасителя с жидкостным звеном, представлена на рис. 1.

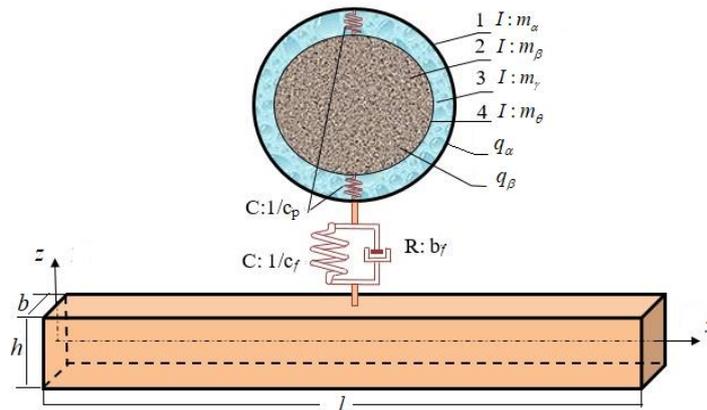


Рисунок 1. Принципиальная схема системы со стержнем, имеющим упруго-диссипативную характеристику гистерезисного типа, и динамическим гасителем с жидкостным звеном

На рисунке $I:m_\alpha$ - масса оболочки (тела 1), окружающей жидкость в динамическом гасителе; $I:m_\beta$ - масса сферического тела в динамическом гасителе; $I:m_\gamma$ - масса жидкости; $I:m_\theta$ - масса жидкости, присоединенной к сферическому корпусу динамического гасителя; $R:b_f$ - коэффициент вязкости гасителя; $C:c_f^{-1}$ и $C:c_p^{-1}$ - коэффициенты податливости; q_α , q_β - перемещения внешнего тела (корпуса) и жесткого тела динамического гасителя, соответственно.

Стержень и динамический гаситель для структурного моделирования описаны в терминах графов связей.

Разделив графы, связанные с i - накоплениями, по длине стержня и пронумеровав их соответственно, и полагая, что растяжение пружин в рассматриваемой системе положительное, графы связей будут следующими (рис. 2):

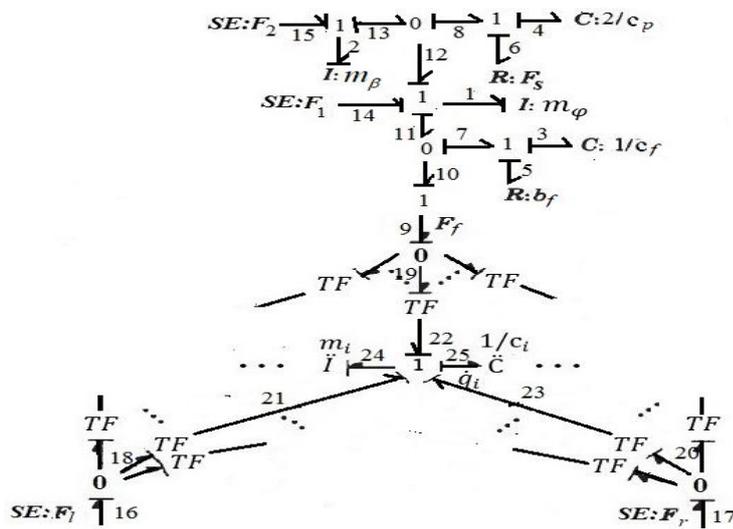


Рисунок 2. Граф связи i -накоплений по длине виброзащитного стержня

$$m_i = \int_0^l \rho A u_i^2 dx; c_i = \left[\int_0^l \rho A (1 + C_0(-\eta_1 + j\eta_2)) u_i^2 dx + \frac{3EI}{\omega_{*i}^2} (-\eta_1 + j\eta_2) \times \right. \\ \left. \times \sum_{i^*=1}^{n_0} C_i^* q_{ia}^{i^*} \frac{h^{i^*}}{2^{i^*}(i^*+3)} \int_0^l u_i \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^{i^*} \right) dx \right] \omega_{*i}^2, \quad (1)$$

ρ, A – плотность материала стержня и площадь поперечного сечения, соответственно; $u_i = u_i(x)$ – формы собственных колебаний; q_{ia} – абсолютные значения перемещений стержня; C_0, C_1, \dots, C_n – коэффициенты узла гистерезиса, определяемые опытным путем и зависящие от демпфирующих свойств материала стержня; $\eta_1, \eta_2 = \eta_{22} \text{sign}(\omega)$ – постоянные коэффициенты, зависящие от диссипативных свойств материала стержня и определяемые по узлу гистерезиса; $j^2 = -1$; I – момент инерции; E – модуль Юнга; ω_{*i} – собственные частоты стержня.

Система дифференциальных уравнений поперечных колебаний стержня совместно с динамическим гасителем колебаний по переменным состояниям от силы или скорости, исходящей от элементов инерции и податливости, и силы или скорости, принимаемой этими элементами, имеет следующий вид:

$$\begin{aligned} \dot{p}_i &= u_{i1}(c_f q_\alpha + b_f \left(m_\varphi^{-1} p_\varphi - \frac{\partial w_{i1}}{\partial t} \right)) + u_{i0} F_l + u_{iL} F_r - c_i q_i; \\ \dot{p}_\varphi &= F_1 + 2c_p q_\beta - F_s - c_f q_\alpha - b_f \left(m_\varphi^{-1} p_\varphi - \frac{\partial w_{i1}}{\partial t} \right); \\ \dot{p}_\beta &= -F_2 - 2c_p q_\beta + F_s; \\ \dot{q}_i &= m_i^{-1} p_i; \\ \dot{q}_\alpha &= m_\varphi^{-1} p_\varphi - \frac{\partial w_{i1}}{\partial t}; \\ \dot{q}_\beta &= m_\beta^{-1} p_\beta - m_\varphi^{-1} p_\varphi, \end{aligned} \quad (2)$$

где $w_{i1} = w_i(x_1, t)$ – величина перемещения стержня в точке x_1 установки динамического демпфера; p_i, p_φ, p_β – m_i, m_φ, m_β – импульсы масс; $u_{i0} = u_i(0), u_{i1} = u_i(x_1), u_{iL} = u_i(l)$.

На рисунке 2 $F_l(t)$ и $F_r(t)$ – силы, приложенные к левому и правому концам стержня; $m_\varphi = m_\alpha + m_\gamma$; F_1 и F_2 – соответственно, силы инерции, возникающие в оболочке, окружающей жидкость, и в теле, окружающем жидкость; F_s – гидродинамическая сила; F_f – сила действия динамического гасителя; q_i – перемещения стержня;

Полученная система дифференциальных уравнений (2) представляет собой математическую модель поперечного колебательного движения упругого стержня с диссипативной характеристикой гистерезисного типа с гидродинамическим демпфером.

Для определения решений системы дифференциальных уравнений (2), приведенной выше, с учетом гидродинамики [2], инерции и внешних сил, были получены формы собственных колебаний стержня через функции Крылова в следующем виде:

$$u_i(x) = \sum_{i=1}^4 S_i K_{i*}(k_i x), \quad (3)$$

где S_1, S_2, S_3, S_4 - коэффициенты, определяемые из граничных и динамических условий; $k_i^4 = \frac{\rho A}{EI} \omega_{*i}^2$;

$$K_{1*}(k_i x) = (\cosh(k_i x) + \cos(k_i x))/2; K_{2*}(k_i x) = (\sinh(k_i x) + \sin(k_i x))/2;$$

$$K_{3*}(k_i x) = (\cosh(k_i x) - \cos(k_i x))/2; K_{4*}(k_i x) = \frac{1}{2}(\sinh(k_i x) - \sin(k_i x))/2.$$

Перемещение основания получено следующим образом:

$$w_0 = -\frac{\varepsilon p_0}{\omega^2} \cos \omega t, \quad (4)$$

где εp_0 - амплитудное значение ускорения основания; ε - малый параметр; ω - частота колебаний.

Концы стержня жестко заземлены, динамический демпфер размещается в его середине, а определяющая форма частотного уравнения определяется в виде определителя следующим образом:

$$f(k_i) = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ K_{20*}\left(\frac{k_i l}{2}\right) & K_{40*}\left(\frac{k_i l}{2}\right) & K_{10*}\left(\frac{k_i l}{2}\right) \\ K_{4*}\left(\frac{k_i l}{2}\right) & K_{2*}\left(\frac{k_i l}{2}\right) & K_{3*}\left(\frac{k_i l}{2}\right) \end{vmatrix} = 0, \quad (5)$$

где $K_{10*}\left(\frac{k_i l}{2}\right) = K_{1*}\left(\frac{k_i l}{2}\right) - HK_{4*}\left(\frac{k_i l}{2}\right)$; $K_{20*}\left(\frac{k_i l}{2}\right) = K_{2*}\left(\frac{k_i l}{2}\right) - HK_{1*}\left(\frac{k_i l}{2}\right)$;

$$K_{40*}\left(\frac{k_i l}{2}\right) = K_{4*}\left(\frac{k_i l}{2}\right) - HK_{3*}\left(\frac{k_i l}{2}\right);$$

$$H = \pm \frac{\omega^2}{2EI k_i^3} \sqrt{\frac{((2c_p M_1 - \omega^2 \Delta)^2 + (M_1 b_s \omega)^2)(c_f^2 + (b_f \omega)^2)}{N_1^2 + N_2^2}};$$

b_s - коэффициент вязкости;

$$N_1 = (c_f - M_1 \omega^2)(2c_p - M_4 \omega^2) - (b_s b_f + M_2 M_3 \omega^2) \omega^2;$$

$$N_2 = (b_s (c_f - M_1 \omega^2) + b_f (2c_p - M_4 \omega^2)) \omega;$$

$$M_1 = m_\varphi + m_\beta; M_2 = m_\beta + m_v; M_3 = m_\beta - m_v; M_4 = m_\beta + m_\theta;$$

m_v - m_β - масса жидкости, вытесненной твердым телом; $\Delta = M_1 M_4 - M_2 M_3$.

Используя полученное выражение (5), можно оценить характеристики конкретных форм колебаний при поперечных колебаниях виброзащитного

стержня.

С целью исследования влияния конструктивных параметров на изменение характеристик собственных форм колебаний при поперечных колебаниях низкочастотного упругого стержня с динамическим гасителем, в качестве материала стержня был выбран алюминиевый сплав AL19 ($E = 6964119 \cdot 10^4 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$, $\rho = 2780 \text{ кг/м}^3$). Высота сечения стержня была принята $h = 5 \cdot 10^{-4} \text{ м}$, длина $l = 120 \cdot 10^{-2} \text{ м}$ и площадь сечения $A = 12 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$. В этом случае $I = 25 \cdot 10^{-14} \text{ м}^4$. Для коэффициентов и параметров выражения гидродинамической силы использовались следующие соотношения [2]:

$$b_s = 8\pi\rho_1\nu r_*^4 \varepsilon_1^{-3}; m_\theta = \frac{4}{5}\pi\rho_1 r_*^4 \varepsilon_1^{-1} \nu = \frac{\lambda_*\mu_*}{\lambda_*(1+\mu_*)+1}; \nu \in [-\lambda_*, 1], \quad (6)$$

где ρ_1 и ν – плотность и кинематическая вязкость жидкости, соответственно; r_* – радиус второго тела (рис. 1); ε_1 – расстояние между первым и вторым телами; $\lambda_* = \frac{m_\nu}{m_\theta}$; $\lambda_* \in (0, 2]$; $\mu_* = \frac{m_\beta - m_\nu}{m_\nu}$; $\mu_* \in [-1, \infty]$. Для этих параметров были приняты следующие значения: $\mu_* = 1.78$; $\nu = 0.379 \text{ м}^2/\text{с}$; $r_* = 0.008 \text{ м}$; $\rho_1 = 10^3 \text{ кг/м}^3$; $\varepsilon_1 = 2.5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$. В этом случае $b_s = 2495.2 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$; $m_\theta = 4.18 \cdot 10^{-3} \text{ кг}$; $m_\nu = 2.15 \cdot 10^{-3} \text{ кг}$; $m_\beta = 596 \cdot 10^{-5} \text{ кг}$; $m_\gamma = 2.7 \cdot 10^{-3} \text{ кг}$; $m_\alpha = 2 \cdot 10^{-4} \text{ кг}$; $c_f = c_p = 10^3 \text{ Н/м}$; $b_f = 10^3 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$.

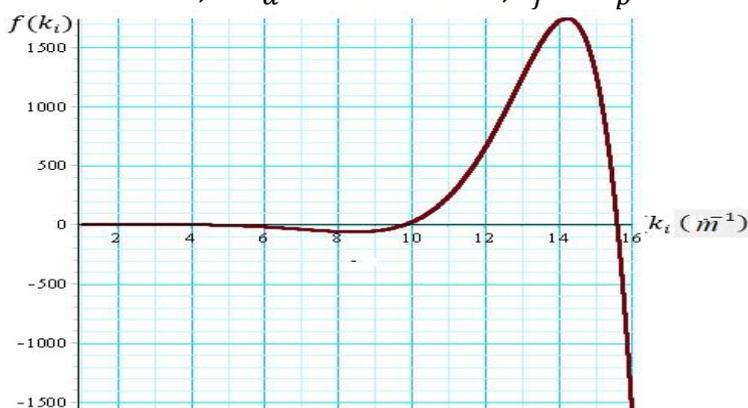


Рисунок 3. График частотного уравнения (5).

На основе заданных значений переменных и параметров, был проанализирован график частотного уравнения (5). Значения k_1 , k_2 и k_3 определены из графика на рисунке 3, которые позволяют определить первые три ненулевые значения собственных частот.

$$k_1 = 4.2347452, k_2 = 9.817385, k_3 = 15.602495.$$

Получены графики характеристических форм колебаний (3) для трех начальных ненулевых значений k_i . Характеристики первой, второй и третьей форм собственных колебаний можно изучить по графикам на рис. 4-а). При этом, формы собственных колебаний достигают наибольшего значения в середине стержня. Это говорит о том, что изгиб в этой точке велик, и что в этой точке целесообразно установить динамический гаситель, эффективность которого высока.

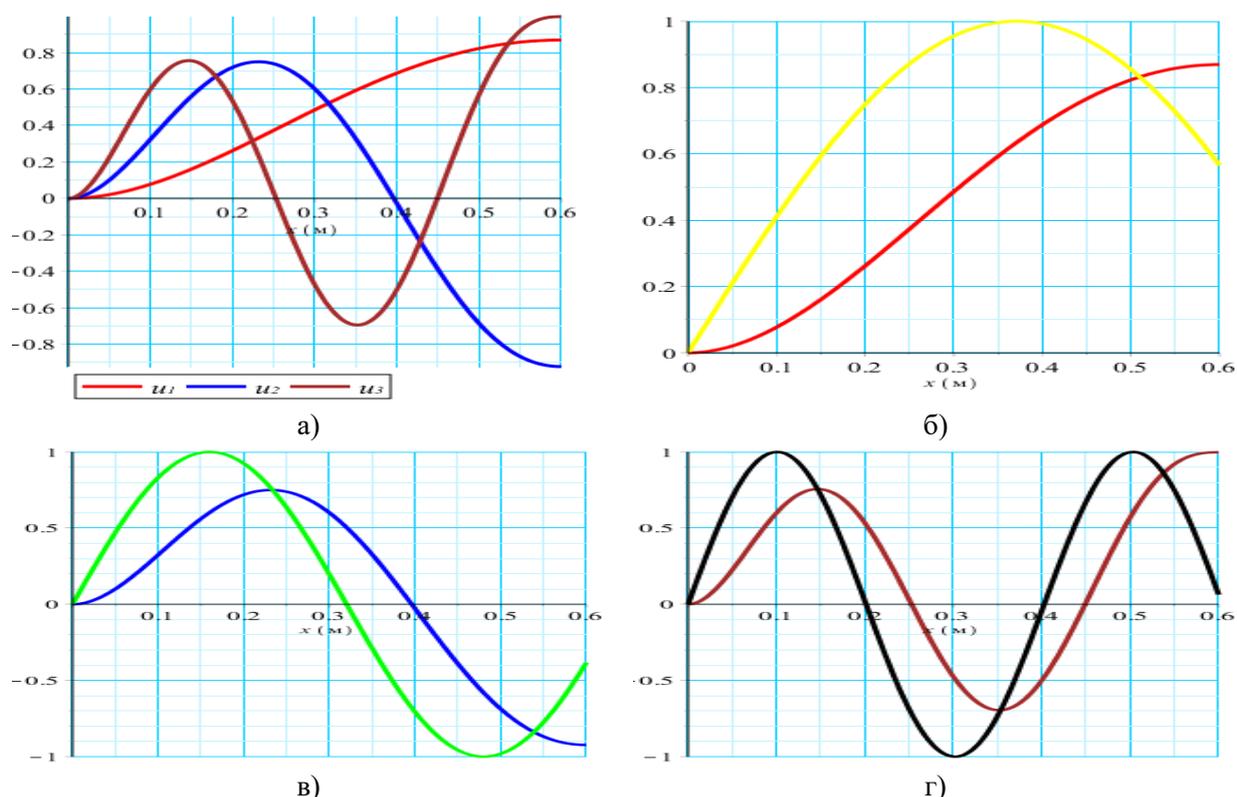


Рисунок 4. Изменение форм собственных колебаний (3) упругого виброзащитного стержня.

Кроме того, собственная форма $u_1(x)$ возрастает по переменной $x \in [0; 0.6]$, а собственная форма $u_2(x)$ возрастает в интервале $x \in [0; 0.225]$ и будет убывать в интервале $x \in [0.225; 0.6]$. Форма собственных колебаний $u_3(x)$ имеет два возрастающих интервала и один убывающий интервал, т.е. возрастающий в интервале $x \in [0; 0.15] \cup [0.35; 0.6]$ и убывающий в интервале $x \in [0.15; 0.35]$. Сравнить результаты можно будет, взяв форму собственных колебаний из графиков на рисунках 4-в-г) как общее решение дифференциального уравнения и частное решение вида $\sin(\omega_i x)$.

Получение форм собственных колебаний как общего решения дифференциального уравнения собственных колебаний, повышает точность результатов.

Третья глава «**Устойчивость нелинейных колебательных движений упруго-диссипативного стержня гистерезисного типа с гидродинамическим гасителем**» посвящена динамическому поведению упруго-диссипативного стержня гистерезисного типа с гидродинамическим гасителем. Исследована устойчивость нелинейных поперечных стационарных колебаний. Для кинематических возбуждений использовался метод устойчивости Ляпунова по первому приближению и метод Ито для случайных параметрических возбуждений. Разработан метод определения условий устойчивости, областей и границ устойчивости стержня, а также алгоритм численных расчетов.

Первоначально исследовалась устойчивость нелинейных стационарных колебаний стержня с упруго-диссипативной характеристикой гистерезисного типа с динамическим гасителем с жидкостным звеном под действием

кинематических возбуждений.

Подставив гидродинамические и внешние силы, производную $\frac{\partial w_{i1}}{\partial t} = u_{i1} m_i^{-1} p_i$ в систему дифференциальных уравнений (2), ищем ее решение следующим образом:

$$\begin{aligned} q_i(t) &= q_{ia}(t) \cos(\omega t + \beta_i(t)); q_\alpha(t) = q_{\alpha\alpha}(t) \cos(\omega t + \beta_\alpha(t)); \\ q_\beta(t) &= q_{\beta\alpha}(t) \cos(\omega t + \beta_\beta(t)), \end{aligned} \quad (7)$$

где $q_{ia}(t) = q_{ia}$, $q_{\alpha\alpha}(t) = q_{\alpha\alpha}$, $q_{\beta\alpha}(t) = q_{\beta\alpha}$ и $\beta_i(t) = \beta_i$, $\beta_\alpha(t) = \beta_\alpha$, $\beta_\beta(t) = \beta_\beta$, соответственно, $q_i(t)$, $q_\alpha(t)$, $q_\beta(t)$ – значения амплитуд и начальные фазы переменных являются функциями медленных переменных.

Для выполнения равенств, полученных в результате упрощений, выводится следующая система уравнений из условий равенства коэффициентов перед соответствующими тригонометрическими функциями:

$$\begin{aligned} \dot{q}_{ia} &= -(m_i \omega)^{-1} [-u_{i1} b_f q_{\alpha\alpha} \omega \cos(\beta_\alpha - \beta_i) - u_{i1} c_f q_{\alpha\alpha} \sin(\beta_\alpha - \beta_i) + \\ &\quad + c_{2i} q_{ia} + m_i u_{i*} \varepsilon p_0 \sin \beta_i]; \\ \dot{\beta}_i &= -(m_i q_{ia} \omega)^{-1} [-u_{i1} b_f q_{\alpha\alpha} \omega \sin(\beta_\alpha - \beta_i) + u_{i1} c_f q_{\alpha\alpha} \cos(\beta_\alpha - \beta_i) - \\ &\quad - c_{1i} q_{ia} + \omega^2 m_i q_{ia} + m_i u_{i*} \varepsilon p_0 \cos \beta_i]; \\ \dot{q}_{\alpha\alpha} &= -(m_i \omega \Delta)^{-1} [-\Delta(-u_{i1} q_{ia} (c_{1i} \sin(\beta_\alpha - \beta_i) - c_{2i} \cos(\beta_\alpha - \beta_i)) - \\ &\quad - u_{i1}^2 b_f q_{\alpha\alpha} \omega + m_i u_{i1} u_{i*} \varepsilon p_0 \sin \beta_\alpha) + M_4 q_{\alpha\alpha} m_i b_f \omega - M_2 q_{\beta\alpha} m_i \times \\ &\quad \times (\omega b_s \cos(\beta_\beta - \beta_\alpha) + 2c_p \sin(\beta_\beta - \beta_\alpha))]; \\ \dot{\beta}_\alpha &= -(m_i \omega q_{\alpha\alpha} \Delta)^{-1} [\Delta(u_{i1} q_{ia} (c_{1i} \cos(\beta_\alpha - \beta_i) + c_{2i} \sin(\beta_\alpha - \beta_i)) + \\ &\quad + (\omega^2 m_i + u_{i1}^2 c_f) q_{\alpha\alpha} - m_i u_{i1} u_{i*} \varepsilon p_0 \cos \beta_\alpha) - M_2 q_{\beta\alpha} m_i (\omega b_s \sin(\beta_\beta - \beta_\alpha) - \\ &\quad - 2c_p \cos(\beta_\beta - \beta_\alpha)) - M_4 q_{\alpha\alpha} m_i c_f]; \\ \dot{q}_{\beta\alpha} &= (\omega \Delta)^{-1} [(b_f \omega \cos(\beta_\beta - \beta_\alpha) - c_f \sin(\beta_\beta - \beta_\alpha)) M_3 q_{\alpha\alpha} - M_1 q_{\beta\alpha} b_s \omega]; \\ \dot{\beta}_\beta &= -(q_{\beta\alpha} \omega \Delta)^{-1} [(b_f \omega \sin(\beta_\beta - \beta_\alpha) + c_f \cos(\beta_\beta - \beta_\alpha)) M_3 q_{\alpha\alpha} + (\Delta \omega^2 - \\ &\quad - 2M_1 c_p) q_{\beta\alpha}], \end{aligned} \quad (8)$$

где $u_{i*} = u_i(0) + u_i(l)$.

Подставив $\dot{q}_{ia} = 0$, $\dot{\beta}_i = 0$, $\dot{q}_{\alpha\alpha} = 0$, $\dot{\beta}_\alpha = 0$, $\dot{q}_{\beta\alpha} = 0$, $\dot{\beta}_\beta = 0$ в систему уравнений (8), получим систему дифференциальных уравнений, представляющих стационарное движение виброзащитного стержня. Для формирования уравнений возмущенных движений были получены решения системы дифференциальных уравнений (8), близкие к стационарному состоянию, т.е.

$$\begin{aligned} q_{ia}(t) &= q_{i0} + \delta q_{ia}(t); \beta_i(t) = \beta_{i0} + \delta \beta_i(t); \\ q_{\alpha\alpha}(t) &= q_{\alpha s} + \delta q_{\alpha\alpha}(t); \beta_\alpha(t) = \beta_{\alpha 0} + \delta \beta_\alpha(t); \\ q_{\beta\alpha}(t) &= q_{\beta s} + \delta q_{\beta\alpha}(t); \beta_\beta(t) = \beta_{\beta 0} + \delta \beta_\beta(t); \end{aligned} \quad (9)$$

где $\delta q_{ia}(t)$, $\delta q_{\alpha\alpha}(t)$, $\delta q_{\beta\alpha}(t)$, $\delta \beta_i(t)$, $\delta \beta_\alpha(t)$, $\delta \beta_\beta(t)$ – принимают относительно небольшие значения.

Разложив правые части системы уравнений (8) в ряд по переменным $\delta q_{ia}(t)$, $\delta q_{\alpha\alpha}(t)$, $\delta q_{\beta\alpha}(t)$, $\delta \beta_i(t)$, $\delta \beta_\alpha(t)$, $\delta \beta_\beta(t)$ в окрестности стационарного состояния, и ограничившись членами первого порядка из-за

малости переменных высокого порядка, решение системы дифференциальных уравнений результирующего возмущенного движения определено следующим образом:

$$\begin{aligned} \delta q_{ia} &= H_1^* e^{\lambda t}; \delta \beta_i = H_2^* e^{\lambda t}; \delta q_{\alpha\alpha} = H_3^* e^{\lambda t}; \\ \delta \beta_\alpha &= H_4^* e^{\lambda t}; \delta q_{\beta\alpha} = H_5^* e^{\lambda t}; \delta \beta_\beta = H_6^* e^{\lambda t}, \end{aligned} \quad (10)$$

где λ – характеристическое число; H_k^* ($k = 1, \dots, 6$) - коэффициенты.

Подставив решения в систему дифференциальных уравнений возмущенного движения (10), примем коэффициенты H_k^* отличными от нуля и получим характеристическое уравнение:

$$\lambda^6 + A_1 \lambda^5 + A_2 \lambda^4 + A_3 \lambda^3 + A_4 \lambda^2 + A_5 \lambda^1 + A_6 \lambda^0 = 0, \quad (11)$$

где A_k ($k=1, \dots, 6$) - коэффициенты характеристического уравнения, зависящие от параметров виброзащитной системы.

Известно, что отрицательность вещественной части корней характеристического уравнения достаточна для того, чтобы движение было устойчивым. На основании критерия Рауса можно показать, что действительные части корней характеристического уравнения будут отрицательными. С этой целью для характеристического уравнения была построена схема Рауса (11) и на основе нее была выведена следующая система неравенств:

$$\begin{aligned} A_1 A_2 - A_3 > 0, \quad T_1 A_3 - A_1 T_2 > 0, \quad D_1 T_2 - D_2 T_1 > 0, \\ R_{1*} D_2 - D_1 R_{2*} > 0, \quad R_1 R_{2*} > 0, \end{aligned} \quad (12)$$

где $T_1 = A_1 A_2 - A_3$; $T_2 = A_1 A_4 - A_5$; $T_3 = A_1 A_6$; $D_1 = T_1 A_3 - A_1 T_2$; $D_2 = T_1 A_5 - A_1 T_3$; $R_{1*} = D_1 T_2 - D_2 T_1$; $R_{2*} = D_1 T_3$; $R_1 = R_{1*} D_2 - D_1 R_{2*}$; $K_1 = R_1 R_{2*}$.

Согласно первому условию критерия Рауса, все коэффициенты характеристического уравнения должны быть положительными. Вторым условием этого критерия являются неравенства (12). При выполнении указанных выше двух условий критерия, действительные части корней рассматриваемого характеристического уравнения будут отрицательными и стационарное движение виброзащитной системы будет устойчивым.

Проанализированы амплитудно-частотные характеристики виброзащитного стержня.

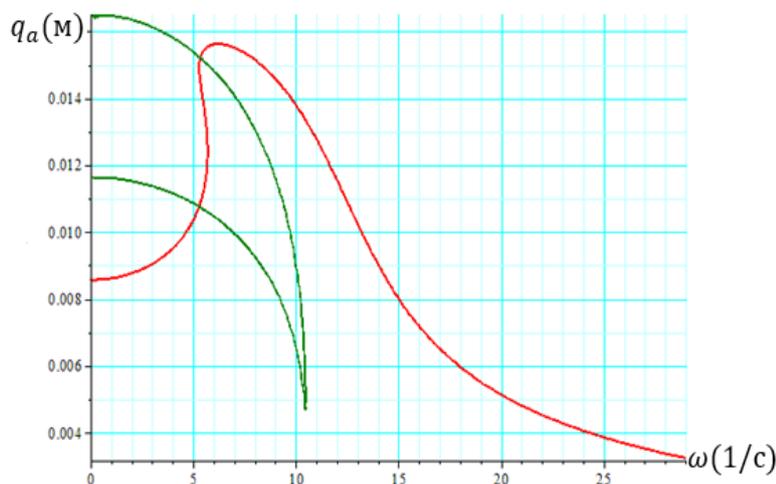


Рисунок 5. Амплитудно-частотные характеристики виброзащитного стержня.

На графиках рисунка 5 показаны амплитудно-частотные характеристики и граница устойчивости. Отклонение резонансных кривых влево на этих графиках свидетельствует о том, что рассматриваемый стержневой упругий элемент имеет мягкую характеристику.

По графику границ устойчивости можно определить значения амплитуд, соответствующих устойчивым и неустойчивым движениям. Внутренняя область, ограниченная границей устойчивости, является областью неустойчивости, а внешняя область — областью устойчивости.

Проведем численный анализ коэффициентов характеристического уравнения.

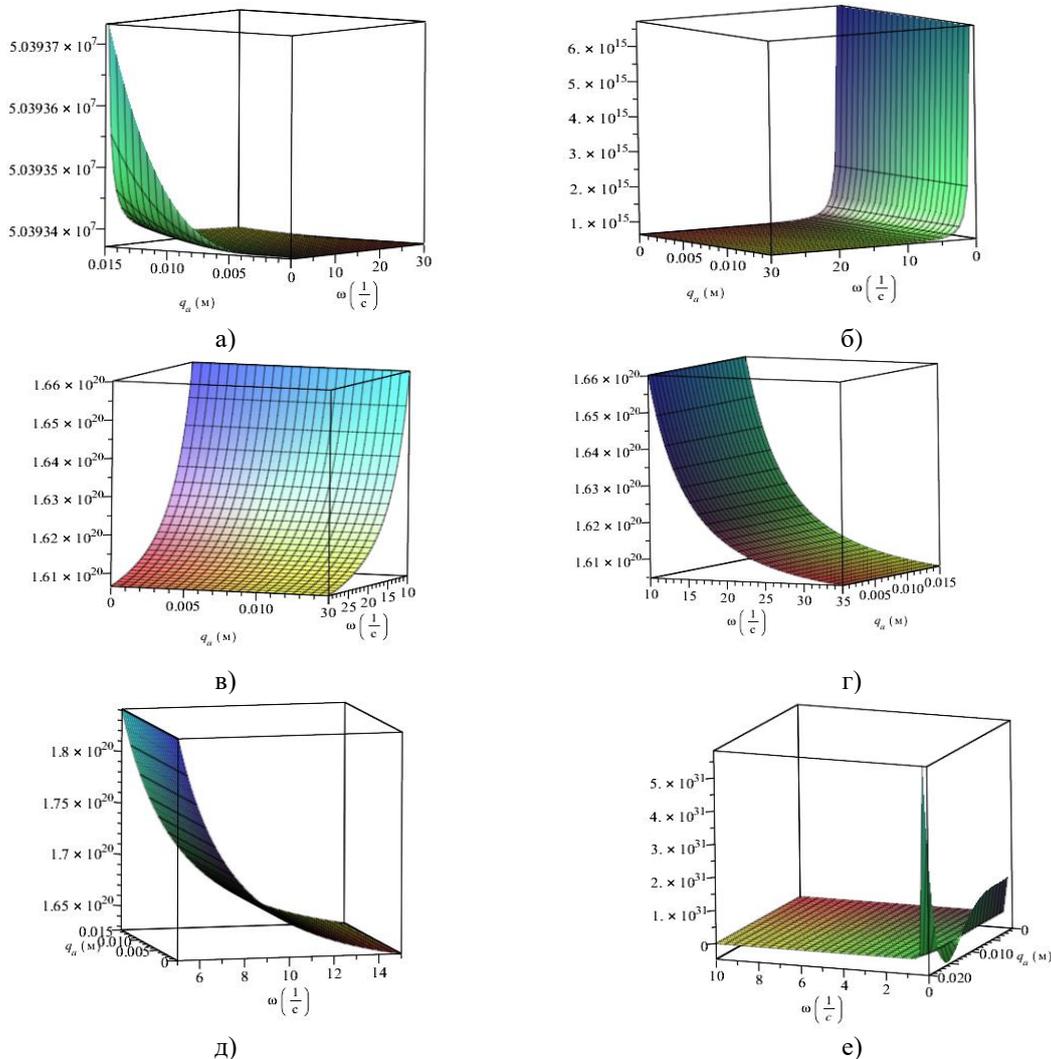


Рисунок 6. Графики коэффициентов характеристического уравнения (11).

На графиках рис. 6 а-е характеристического уравнения (11), соответственно, $A_1, A_2, A_3, A_4, A_5, A_6$ графики коэффициентов описываются как изменяющиеся в зависимости от амплитуды и частоты. Из этих графиков видно, что коэффициенты из первых условий критерия Рауса определяются положительно при выбранных значениях параметров, A_1, A_2, A_3, A_4, A_5 , а коэффициент A_6 не определяется положительно. Поэтому нет необходимости проверять второе условие критерия Рауса. То есть, при выбранных значениях параметров, стационарное движение защищенного от колебаний стержня будет неустойчивым.

Рассмотрена задача исследования устойчивости поперечных стационарных колебаний упруго-диссипативного стержня гистерезисного типа с динамическим гасителем с жидкостным звеном под действием

случайных параметрических возбуждений.

Известно, что случайные параметрические возбуждения отличаются от тех, для которых механические системы подвергаются прямому силовому воздействию, поскольку внешнее воздействие входит в регулярность колебаний как модуляция параметра [3]. С учетом этого, выражения сил, действующих на виброзащитный стержень, получаются следующими:

$$F_l = F_r = -m_i W_0 = -m_i \omega_{*i}^2 \xi_0(t) q_i(t), \quad (13)$$

где $\xi_0(t)$ безразмерна и представляет собой стационарный нормальный случайный процесс.

Решения полученных дифференциальных уравнений движения были найдены следующим образом:

$$\begin{aligned} q_i &= \sigma_i(t) e^{j\omega t} + \xi_i(t) e^{-j\omega t}; \quad q_\alpha = \sigma_\alpha(t) e^{j\omega t} + \xi_\alpha(t) e^{-j\omega t}; \\ q_\beta &= \sigma_\beta(t) e^{j\omega t} + \xi_\beta(t) e^{-j\omega t}, \end{aligned} \quad (14)$$

где $\sigma_i(t)$, $\xi_i(t)$, $\sigma_\alpha(t)$, $\xi_\alpha(t)$, $\sigma_\beta(t)$, $\xi_\beta(t)$ – медленно меняющиеся функции.

На основе этих решений была составлена система дифференциальных уравнений Ито для виброзащитного стержня.

$$dX_s(t) = Y_s(X) dt + \sum_{r=1}^6 H_{sr}(X) d\xi_{0r}(t), \quad (s = 1., \dots, 6) \quad (15)$$

где

$$\begin{aligned} Y_s &= M_t \left\{ f_s(X, t) + \sum_{l=1}^6 \sum_{m,n=1}^6 \int_{-\infty}^0 G_{lm}(X, t + \tau) \frac{\partial G_{sn}(X, t)}{\partial X_l} E[\xi_{0n}(t) \xi_{0m}(t + \tau)] d\tau \right\}; \\ [HH^T]_{sr} &= M_t \left\{ \sum_{m,n=1}^6 \int_{-\infty}^0 G_{sn}(X, t) G_{rm}(X, t + \tau) E[\xi_{0n}(t) \xi_{0m}(t + \tau)] d\tau \right\}; \end{aligned}$$

$M_t\{\cdot\} = \lim_{n \rightarrow \infty} \frac{1}{n} \int_0^n \{\cdot\} dt$ - оператор усреднения времени; $E[\cdot]$ - математическое ожидание; τ - время корреляции;

$$\begin{aligned} X_1 &= \sigma_i, X_2 = \xi_i, X_3 = \sigma_\alpha, X_4 = \xi_\alpha, X_5 = \sigma_\beta, X_6 = \xi_\beta, \\ f_1(X, t) &= l_1 \sigma_i + l_2 \sigma_\alpha + l_3 \xi_i e^{-2j\omega t} + l_4 \xi_\alpha e^{-2j\omega t}; \\ f_2(X, t) &= -l_1 \sigma_i e^{2j\omega t} - l_2 \sigma_\alpha e^{2j\omega t} - l_3 \xi_i - l_4 \xi_\alpha; \\ f_3(X, t) &= l_6 \sigma_\alpha + l_7 \sigma_\beta + l_8 \xi_\alpha e^{-2j\omega t} + l_9 \xi_\beta e^{-2j\omega t} + l_{10} \sigma_i + l_{11} \xi_i e^{-2j\omega t}; \\ f_4(X, t) &= -(l_6 \sigma_\alpha e^{2j\omega t} + l_7 \sigma_\beta e^{2j\omega t} + l_8 \xi_\alpha + l_9 \xi_\beta + l_{10} \sigma_i e^{2j\omega t} + l_{11} \xi_i); \\ f_5(X, t) &= l_{13} \sigma_\beta + l_{14} \xi_\beta e^{-2j\omega t} + l_{15} \sigma_\alpha + l_{16} \xi_\alpha e^{-2j\omega t}; \\ f_6(X, t) &= -l_{13} \sigma_\beta e^{2j\omega t} - l_{14} \xi_\beta - l_{15} \sigma_\alpha e^{2j\omega t} - l_{16} \xi_\alpha; \\ s \neq r, G_{sr}(X, t) &= 0; G_{11}(X, t) = l_5 (\sigma_i + \xi_i e^{-2j\omega t}); \\ G_{22}(X, t) &= -l_5 (\sigma_i e^{2j\omega t} + \xi_i); G_{33}(X, t) = u_{i1} l_{12} (\sigma_i + \xi_i e^{-2j\omega t}); \\ G_{44}(X, t) &= -u_{i1} l_{12} (\sigma_i e^{2j\omega t} + \xi_i); G_{55}(X, t) = 0, G_{66}(X, t) = 0, \xi_{0r}(t) = \xi_0(t); \\ l_1 = l_3 &= \frac{m_i \omega^2 - \theta_i}{2j m_i \omega}; l_2 = \frac{(c_f + j\omega b_f) u_{i1}}{2j m_i \omega}; l_4 = \frac{(c_f - j\omega b_f) u_{i1}}{2j m_i \omega}; \end{aligned}$$

³Павловский М.А., Рыжков Л.М. Случайные параметрические колебания упругих систем с гистерезисной диссипацией энергии. Журнал прикладной механики. Том 26, 1991 г., стр.95-101.

$$\begin{aligned}
l_5 = -l_{12} &= \frac{\omega_{*i}^2 u_{i*}}{2j\omega}; l_6 = \frac{\Delta\omega^2 - (c_f + j\omega b_f) \left(M_4 + \frac{\Delta u_{i1}^2}{m_i} \right)}{2j\Delta\omega}; \\
l_7 &= \frac{(2c_p + j\omega b_s) M_2}{2j\Delta\omega}; l_8 = \frac{\Delta\omega^2 - (c_f - j\omega b_f) \left(M_4 + \frac{\Delta u_{i1}^2}{m_i} \right)}{2j\Delta\omega}; \\
l_9 &= \frac{(2c_p - j\omega b_s) M_2}{2j\Delta\omega}; l_{10} = l_{11} = \frac{u_{i1} \theta_i}{2j\omega m_i}; l_{13} = \frac{\Delta\omega^2 - (2c_p + j\omega b_s) M_1}{2j\Delta\omega}; \\
l_{14} &= \frac{\Delta\omega^2 - (2c_p - j\omega b_s) M_1}{2j\Delta\omega}; l_{15} = \frac{(c_f + j\omega b_f) M_3}{2j\Delta\omega}; l_{16} = \frac{(c_f - j\omega b_f) M_3}{2j\Delta\omega}.
\end{aligned}$$

Если вычислить математические ожидания переменных в дифференциальных уравнениях (15), так как они $\xi_{0r}(t) = \xi_0(t)$ являются стационарными нормальными случайными процессами $\langle d\xi_{0r}(t) \rangle = d\langle \xi_{0r}(t) \rangle = d\langle \xi_0(t) \rangle = 0$, то в результате получим :

$$\begin{aligned}
\frac{d\langle \sigma_i \rangle}{dt} &= l_1 \langle \sigma_i \rangle + l_2 \langle \sigma_\alpha \rangle + \frac{\pi l_{12}^2}{2} (S(0) - S(2\omega) - j\psi(2\omega)) \langle \sigma_i \rangle; \\
\frac{d\langle \xi_i \rangle}{dt} &= -l_3 \langle \xi_i \rangle - l_4 \langle \xi_\alpha \rangle + \frac{\pi l_{12}^2}{2} (S(0) - S(2\omega) + j\psi(2\omega)) \langle \xi_i \rangle; \\
\frac{d\langle \sigma_\alpha \rangle}{dt} &= l_6 \langle \sigma_\alpha \rangle + l_7 \langle \sigma_\beta \rangle + l_{10} \langle \sigma_i \rangle - \frac{\pi u_{i1} l_{12}^2}{2} (S(0) - S(2\omega) - j\psi(2\omega)) \langle \sigma_i \rangle; \\
\frac{d\langle \xi_\alpha \rangle}{dt} &= -l_8 \langle \xi_\alpha \rangle - l_9 \langle \xi_\beta \rangle - l_{11} \langle \sigma_i \rangle - \frac{\pi u_{i1} l_{12}^2}{2} (S(0) - S(2\omega) + j\psi(2\omega)) \langle \xi_i \rangle; \\
\frac{d\langle \sigma_\beta \rangle}{dt} &= l_{13} \langle \sigma_\beta \rangle + l_{15} \langle \sigma_\alpha \rangle; \\
\frac{d\langle \xi_\beta \rangle}{dt} &= -l_{14} \langle \xi_\beta \rangle - l_{16} \langle \xi_\alpha \rangle,
\end{aligned} \tag{16}$$

где $S(0)$, $S(2\omega)$, $\psi(2\omega)$ – спектральные плотности стационарного нормального случайного процесса $\xi_0(t)$, определяемые следующим образом:

$$S(2\omega) = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^0 R(\tau) \cos \omega \tau d\tau; \quad \psi(2\omega) = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^0 R(\tau) \sin \omega \tau d\tau,$$

$R(\tau) = E[\xi_{0n}(t)\xi_{0m}(t+\tau)] = \langle \xi_{0n}(t)\xi_{0m}(t+\tau) \rangle$ – корреляционная функция.

Характеристическое уравнение определяется из системы дифференциальных уравнений (16) и на его основе получают условия устойчивости рассматриваемой системы следующим образом:

$$\begin{aligned}
\frac{1}{6} \left(\frac{\theta_{2i}}{m_i \omega} + \pi l_{12}^2 (S(0) - S(2\omega)) - \frac{b_f}{\Delta} \left(M_4 + \frac{\Delta u_{i1}^2}{m_i} \right) - \frac{b_s M_1}{\Delta} \right) + A_{10} \cos \frac{\varphi_1}{3} + \\
+ B_{10} \cos \frac{\varphi_2}{3} < 0;
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\frac{1}{6} \left(\frac{\theta_{2i}}{m_i \omega} + \pi l_{12}^2 (S(0) - S(2\omega)) - \frac{b_f}{\Delta} \left(M_4 + \frac{\Delta u_{i1}^2}{m_i} \right) - \frac{b_s M_1}{\Delta} \right) - \\
- \frac{1}{2} \left(A_{10} \cos \frac{\varphi_1}{3} + B_{10} \cos \frac{\varphi_2}{3} \right) \pm C_{10}^* \left(-\sin \frac{\varphi_5}{2} \right) < 0; \tag{17}
\end{aligned}$$

$$\frac{1}{6} \left(\frac{\theta_{2i}}{m_i \omega} + \pi l_{12}^2 (S(0) - S(2\omega)) - \frac{b_f}{\Delta} \left(M_4 + \frac{\Delta u_{i1}^2}{m_i} \right) - \frac{b_s M_1}{\Delta} \right) + A_{20} \cos \frac{\varphi_3}{3} + B_{10} \cos \frac{\varphi_4}{3} < 0;$$

$$\frac{1}{6} \left(\frac{\theta_{2i}}{m_i \omega} + \pi l_{12}^2 (S(0) - S(2\omega)) - \frac{b_f}{\Delta} \left(M_4 + \frac{\Delta u_{i1}^2}{m_i} \right) - \frac{b_s M_1}{\Delta} \right) - \frac{1}{2} \left(A_{20} \cos \frac{\varphi_3}{3} + B_{20} \cos \frac{\varphi_4}{3} \right) \pm C_{20}^* \left(-\sin \frac{\varphi_6}{2} \right) < 0,$$

где $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_5, \varphi_6, A_{10}, A_{20}, B_{10}, B_{20}, C_{10}^*, C_{20}^*$ – многозначные параметры, определяемые в зависимости от параметров системы.

Условия (17) являются условиями устойчивости виброзащитного стержня с упруго-диссипативной характеристикой гистерезисного типа при наличии случайных параметрических возбуждений. В данной работе на основе условий устойчивости (17) были проанализированы границы и области устойчивости в зависимости от структурных параметров системы и разработаны рекомендации.

В четвертой главе диссертации под названием «**Математическое моделирование, динамика и оценка устойчивости поперечных колебаний пластины с динамическим гасителем с упруго-диссипативной характеристикой гистерезисного типа и жидкостным звеном**» рассмотрено математическое моделирование поперечных колебаний упругой пластины с диссипативной характеристикой гистерезисного типа с жидкостным динамическим гасителем с использованием структурного метода графов связей, исследована её динамика и устойчивость нелинейных стационарных колебаний. Усовершенствована методика применения структурного метода графов связей в системах с распределенной массой и сосредоточенной массой, разработаны соответствующие рекомендации.

Опишем структуру графов связей при математическом моделировании упругой виброзащитной пластины с использованием метода графов связей, как показано на рис. 7.

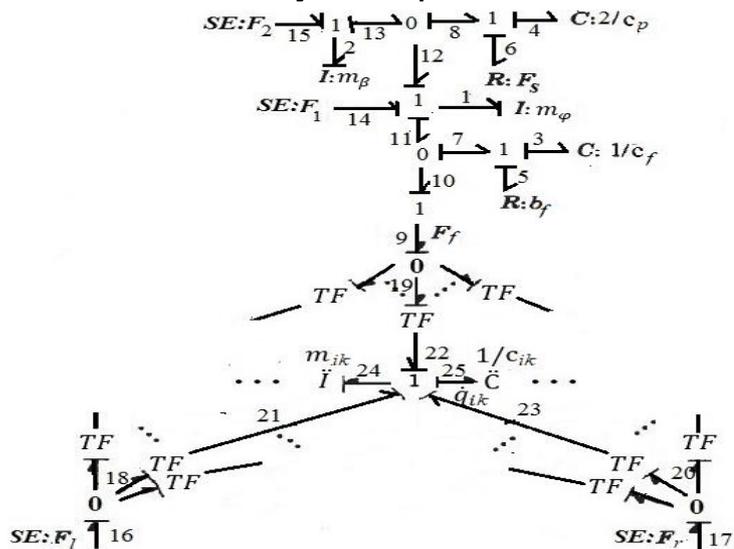


Рисунок 7. Графы связей для накопленных ik -масс упругой виброзащитной пластины

На основе этой структурной модели выведена система дифференциальных уравнений движения в терминах переменных состояния упругой виброзащитной пластины.

$$\begin{aligned}
\dot{p}_{ik} &= u_{ik1}(c_f q_\alpha + b_f \left(m_\varphi^{-1} p_\varphi - \frac{\partial w_{ik1}}{\partial t} \right)) + u_{ik0} F_l + u_{ika} F_r - c_{ik} q_{ik}; \\
\dot{p}_\varphi &= F_1 + 2c_p q_\beta - F_s - c_f q_\alpha - b_f \left(m_\varphi^{-1} p_\varphi - \frac{\partial w_{ik1}}{\partial t} \right); \\
\dot{p}_\beta &= -F_2 - 2c_p q_\beta + F_s; \\
\dot{q}_{ik} &= m_{ik}^{-1} p_{ik}; \\
\dot{q}_\alpha &= m_\varphi^{-1} p_\varphi - \frac{\partial w_{ik1}}{\partial t}; \\
\dot{q}_\beta &= m_\beta^{-1} p_\beta - m_\varphi^{-1} p_\varphi,
\end{aligned} \tag{18}$$

где $w_{ik1} = w_{ik}(x_1, y_1, t)$ – перемещение пластины в точке $o(x_1, y_1)$ установки динамического демпфера; p_{ik} – m_{ik} импульс модальной массы; c_{ik} – модальная жесткость; q_{ik} – смещение накопленных ik -масс пластины; $u_{ik0} = u_{ik} \left(\frac{x}{2}, 0 \right)$; $u_{ik1} = u_{ik}(x_1, y_1)$; $u_{ika} = u_{ik} \left(\frac{x}{2}, a \right)$.

Полученная система дифференциальных уравнений (18) представляет собой математическую модель поперечных колебательных движений упруго-диссипативной пластины гистерезисного типа с гидродинамическим гасителем.

С целью исследования динамики рассматриваемой виброзащитной системы, определено аналитическое выражение передаточной функции пластины.

$$|W_{ik}(j\omega, q_{ika})| = \Phi_0(\omega, q_{ika}) = \sqrt{\frac{G_c^2 + G_d^2}{R_c^2 + R_d^2}}, \tag{19}$$

$$G_c = g_0 + g_1\omega + g_2\omega^2 + g_3\omega^3 + g_4\omega^4 + g_5\omega^6; \quad G_d = g_6 + g_7\omega + g_8\omega^2 + g_9\omega^3 + g_{10}\omega^4 + g_{11}\omega^5; \quad R_c = r_0 + r_1\omega + r_2\omega^2 + r_3\omega^3 + r_4\omega^4 + r_5\omega^6;$$

$$R_d = r_6 + r_7\omega + r_8\omega^2 + r_9\omega^3 + r_{10}\omega^4 + r_{11}\omega^5;$$

$$g_0 = r_0 = 2c_f c_p c_{1ik}; \quad g_1 = r_1 = -(2b_f c_p + b_s c_f) c_{2ik};$$

$$g_2 = -(c_f M_4 + b_f b_s + 2c_p M_1) c_{1ik} + 2c_f c_p (m_{ik} + u_{ik1}^2 M_1 - u_{ik} m_{ik} u_{ik*});$$

$$g_3 = r_3 = (b_f M_4 + b_s M_1) c_{2ik}; \quad g_4 = \Delta c_{1ik} + u_{ik1}^2 (M_1 b_f b_s + \Delta c_f) + (1 - u_{ik} u_{ik*}) m_{ik} (M_4 c_f + b_f b_s + 2c_p M_1); \quad g_5 = -\Delta m_{ik} (1 - u_{ik} u_{ik*});$$

$$g_6 = r_6 = 2c_f c_p c_{2ik}; \quad g_7 = r_7 = (2b_f c_p + b_s c_f) c_{1ik};$$

$$g_8 = r_8 = -(c_f M_4 + b_f b_s + 2c_p M_1) c_{2ik}; \quad g_9 = -(b_f M_4 + b_s M_1) c_{1ik} - (m_{ik} + u_{ik1}^2 M_1 - u_{ik} m_{ik} u_{ik*}) (c_f b_s + 2c_p b_f); \quad g_{10} = r_{10} = \Delta c_{2ik};$$

$$g_{11} = u_{ik1}^2 b_f \Delta + (1 - u_{ik} u_{ik*}) m_{ik} (M_4 b_f + b_s M_1);$$

$$r_2 = -(c_f M_4 + b_f b_s + 2c_p M_1) c_{1ik} - 2c_f c_p (m_{ik} + u_{ik1}^2 M_1); \quad r_4 = \Delta c_{1ik} + m_{ik} (M_4 c_f + b_f b_s + 2c_p M_1) + u_{ik1}^2 (c_f \Delta + b_f b_s M_1); \quad r_5 = m_{ik} \Delta;$$

$$r_9 = -(b_f M_4 + b_s M_1) c_{1ik} - (2b_f c_p + b_s c_f) (m_{ik} + u_{ik1}^2 M_1);$$

$$r_{11} = m_{ik} (b_f M_4 + b_s M_1) + u_{ik1}^2 b_f \Delta; \quad u_{ik*} = u_{ik0} + u_{ika}; \quad c_{ik} = c_{1ik} + j c_{2ik};$$

q_{ika} – амплитудное значение перемещений q_{ik} пластины.

q_{ika} и ω стационарные значения переменных, определяемые из следующей системы уравнений:

$$\frac{\partial \Phi_0}{\partial q_{ika}} = 0; \frac{\partial \Phi_0}{\partial \omega} = 0. \quad (20)$$

Если q_{ika} и ω являются переменными системы уравнений (20) и

$$\frac{\partial^2 \Phi_0}{\partial q_{ika}^2} > 0, \quad \frac{\partial^2 \Phi_0}{\partial \omega^2} > 0, \quad (21)$$

при удовлетворении неравенства

$$\frac{\partial^2 \Phi_0}{\partial q_{ika}^2} \frac{\partial^2 \Phi_0}{\partial \omega^2} - \left(\frac{\partial^2 \Phi_0}{\partial q_{ika} \partial \omega} \right)^2 > 0, \quad (22)$$

то абсолютные значения передаточной функции достигают минимума при этих значениях переменных.

Приведенные равенства (20) и неравенства (21), (22) позволяют осуществить необходимый подбор параметров и переменных системы, при которых абсолютные значения передаточной функции достигают минимума.

Для случая, когда обе противоположные стороны пластины с приложенными усилиями заземлены, а две другие стороны свободны и в ее середине установлен динамический гаситель с жидкостным звеном, формы собственных колебаний будут следующими:

$$u_{ik}(x, y) = B_1 \cosh \frac{\pi i x}{a} \cosh \frac{\pi k y}{b} + B_2 \sinh \frac{\pi i x}{a} \sinh \frac{\pi k y}{b} + \\ + B_3 \cos \frac{\pi i x}{a} \cos \frac{\pi k y}{b} + B_4 \sin \frac{\pi i x}{a} \sin \frac{\pi k y}{b}, \quad (23)$$

где B_1, B_2, B_3, B_4 - коэффициенты, определяемые из граничных и динамических условий.

В численных расчетах в качестве материала пластины был принят алюминиевый сплав АЛ19. ($G = 26487 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$; $\mu_n = 0.32$).

Толщина пластины $h = 3 \cdot 10^{-3}$ м и $i = k = 1$.

Параметры динамического гасителя с жидкостным звеном были подобраны следующим образом: $\rho_1 = \frac{10^3 \text{ кг}}{\text{м}^3}$; $\nu = 0.5266 \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$; $r_* = 5 \cdot 10^{-2}$ м; $\varepsilon_1 = 5 \cdot 10^{-2}$ м. В этом случае $b_s = 264.7 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \frac{\text{с}}{\text{м}}$; $m_\theta = 0.314$ кг; $m_\nu = 0.524$ кг; $m_\beta = 1.456$ кг; $m_\gamma = 3.665$ кг; $m_\alpha = 6.987$ кг; $c_f = c_p = 10^4 \text{ Н/м}$; $b_f = 10^4 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$.

На рис. 8 показаны графики форм собственных колебаний, полученные для заданных значений этих параметров.

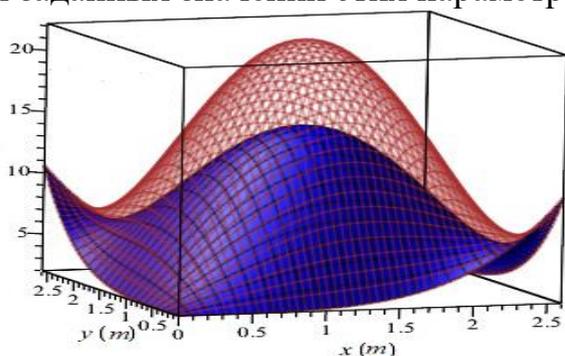


Рисунок 8. График формы собственных колебаний (23)

Из графиков на рисунке 8 можно оценить влияние динамического гасителя с жидкостным звеном на формы собственных колебаний пластины. Форма собственных колебаний пластины (коричневая) без динамического гасителя принимает значение 22,1839 в ее геометрической центральной точке.

В этой точке форма собственных колебаний пластины с динамическим гасителем с жидкостным звеном (синяя) принимает значение 15,1651. Использование гасителя с жидкостным звеном в качестве объекта, защищающего пластину от вредных вибраций, снижает значения формы собственных колебаний пластины. Следовательно, этот динамический гаситель обладает высокой эффективностью гашения низкочастотных вредных колебаний пластины.

Проанализируем амплитудно-частотные характеристики виброзащитной пластины.

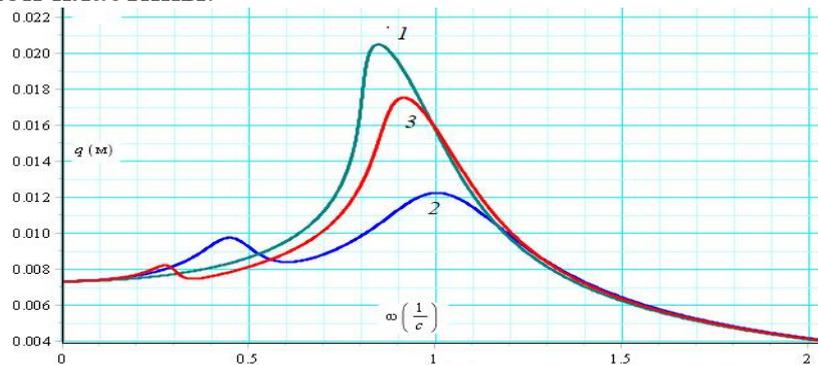


Рисунок 9. Амплитудно-частотные характеристики, определяемые из системы дифференциальных уравнений (18).

На рис. 9 показано изменение амплитудно-частотных характеристик рассматриваемой системы в зависимости от упругого и демпфирующего элементов динамического гасителя. ($c_f = 10 \frac{H}{M}, b_f = 10 \frac{H \cdot c}{M}$, (темно-зеленая, кривая 1), $c_f = 10^2 \frac{H}{M}, b_f = 10^2 \frac{H \cdot c}{M}$, (синяя, кривая 2), $c_f = 10^4 \frac{H}{M}, b_f = 10^4 \frac{H \cdot c}{M}$, (красная, кривая 3)). Отклонение графиков от вертикали влево на этом рисунке свидетельствует о том, что материал пластин из алюминиевого сплава АЛ19 имеет мягкую характеристику. В области $c_f \leq 10^4 \frac{H}{M}, b_f \leq 10^4 \frac{H \cdot c}{M}$ эффективность динамического гасителя высока, а амплитуды достигают наименьших значений.

В результате анализа эффективности применения жидкостного динамического гасителя при гашении вредных колебаний пластины на низких частотах были разработаны рекомендации.

Основные соотношения теории случайных процессов используются в задачах, связанных с колебаниями механических систем под действием случайных возбуждений [4]. На их основе среднеквадратические отклонения обобщенных координат представляют собой случайные колебания рассматриваемых систем.

$$\sigma_{ik}^2 = \int_{-\infty}^{\infty} |H_1(\omega)|^2 S_{W_0}(\omega) d\omega; \sigma_{\alpha}^2 = \int_{-\infty}^{\infty} |H_2(\omega)|^2 S_{W_0}(\omega) d\omega; \\ \sigma_{\beta}^2 = \int_{-\infty}^{\infty} |H_3(\omega)|^2 S_{W_0}(\omega) d\omega, \quad (24)$$

где $\sigma_{ik}, \sigma_{\alpha}, \sigma_{\beta}$ и $H_1(\omega), H_2(\omega), H_3(\omega)$ - среднеквадратические отклонения и амплитудно-частотные характеристики внешнего и внутреннего тел пластины, динамического гасителя соответственно; $S_{W_0}(\omega)$ - спектральная

плотность ускорения основания.

Для анализа динамики рассматриваемой системы при случайных возбуждениях, спектральная плотность ускорения основания в среднеквадратических отклонениях (24) была получена следующим образом [4]:

$$S_{W_0}(\omega) = \frac{D_{W_0} \kappa v^3}{\pi(v^2 - \omega^2 + J\kappa v \omega)(v^2 - \omega^2 - J\kappa v \omega)}, \quad (25)$$

где D_{W_0} - дисперсия ускорений основания; κ - параметр, характеризующий ширину спектра колебаний; v - частота с высокой вероятностью случайных колебаний.

Если подставить выражение спектральной плотности ускорения основания (25) в выражение среднеквадратических отклонений виброзащитной пластины (24), получим:

$$\sigma_{ik}^2 = \frac{D_{W_0} \kappa v^3 (u_{ik*} \varepsilon p_0)^2}{\pi} \times \int_{-\infty}^{\infty} \frac{\Psi_1^2 + \Psi_2^2}{(v^2 - \omega^2 + J\kappa v \omega)(v^2 - \omega^2 - J\kappa v \omega)(\Upsilon_1^2 + \Upsilon_2^2)} d\omega, \quad (26)$$

где $\Psi_1 = m_{ik}[(c_f - M_1 \omega^2)(2c_p - M_4 \omega^2) - b_f b_s \omega^2 - M_2 M_3 \omega^4]$;

$$\begin{aligned} \Psi_2 = & \left((c_f - M_1 \omega^2) b_s + (2c_p - M_4 \omega^2) b_f \right) m_{ik} \omega; \Upsilon_1 = -\Delta m_{ik} \omega^6 + \\ & + \left((2c_p M_1 + c_f M_4) m_{ik} + (m_{ik} + u_{ik1}^2 M_1) b_f b_s + \Delta (c_{1ik} + c_f u_{ik1}^2) \right) \omega^4 + \\ & + (b_s M_1 + b_f M_4) c_{2ik} \omega^3 - (2c_f c_p (m_{ik} + u_{ik1}^2 M_1) + (2c_p M_1 + c_f M_4 + \\ & + b_f b_s) c_{1ik}) \omega^2 - (b_s c_f + 2c_p b_f) c_{2ik} \omega + 2c_f c_p c_{1ik}; \\ \Upsilon_2 = & (\Delta b_f u_{ik1}^2 + (b_s M_1 + b_f M_4) m_{ik}) \omega^5 + \Delta c_{2ik} \omega^4 - \\ & - \left((b_s M_1 + b_f M_4) c_{1ik} + (m_{ik} + u_{ik1}^2 M_1) (b_s c_f + 2c_p b_f) \right) \omega^3 - \\ & - (2c_p M_1 + c_f M_4 + b_f b_s) c_{2ik} \omega^2 + (b_s c_f + 2c_p b_f) c_{1ik} \omega + 2c_f c_p c_{2ik}. \end{aligned}$$

При вычислении интеграла в соотношении (26) вид интеграла получается следующий [5]:

$$I_1 = \int_{-\infty}^{\infty} \frac{P(\omega)}{\mathbb{Z}(J\omega) \mathbb{Z}(-J\omega)} d\omega, \quad (27)$$

где $P(\omega) = c_{n-1}^* \omega^{2n-2} + c_{n-2}^* \omega^{2n-4} + \dots + c_0^*$;

$\mathbb{Z}(J\omega) = d_n^* (J\omega)^n + d_{n-1}^* (J\omega)^{n-1} + \dots + d_0^*$; $c_0^*, \dots, c_{n-1}^*, d_0^*, \dots, d_n^*$ -

коэффициенты, зависящие от параметров системы.

В результате среднеквадратичное отклонение будет следующим:

$$\sigma_{ik}^2 = \frac{D_{W_0} \kappa v^3 (u_{ik*} \varepsilon p_0)^2}{\pi} I_{2*}, \quad (28)$$

где

⁴Павловский М.А., Рыжков Л.М., Яковенко В.Б., Дусматов О.М. Нелинейные задачи динамика виброзащитной системы. - К.: Техника, 1997. - с. 204.

⁵РобертсДж.Б., Спанос П.Д. Случайные колебания и статистическая линеаризация. DoverPublicationsPress, Нью-Йорк, 2003, стр.476.

$$I_{2*} = \frac{\pi m_{ik}^2}{d_{14}^*} \left| \begin{array}{cccccc} c_{13}^* & c_{12}^* & c_{11}^* & \dots & c_1^* & c_0^* \\ -d_{14}^* & d_{12}^* & -d_{10}^* & d_8^* & \dots & 0 \\ 0 & -d_{13}^* & d_{11}^* & -d_9^* & \dots & 0 \\ 0 & d_{14}^* & -d_{12}^* & d_{10}^* & \dots & 0 \\ 0 & \dots & \dots & \dots & \dots & 0 \\ 0 & \dots & \dots & \dots & -d_2^* & d_0^* \end{array} \right| \quad (29)$$

$$\left| \begin{array}{cccccc} d_{13}^* & -d_{11}^* & d_9^* & \dots & \dots & 0 \\ -d_{14}^* & d_{12}^* & -d_{10}^* & d_8^* & \dots & 0 \\ 0 & -d_{13}^* & d_{11}^* & -d_9^* & \dots & 0 \\ 0 & d_{14}^* & -d_{12}^* & d_{10}^* & \dots & 0 \\ 0 & \dots & \dots & \dots & \dots & 0 \\ 0 & \dots & \dots & \dots & -d_2^* & d_0^* \end{array} \right|$$

Определенные среднеквадратические значения (29) позволяют проанализировать динамику и устойчивость поперечных вибрационных движений виброзащитной пластины под воздействием случайных перемещений в зависимости от параметров системы. Устойчивость поперечных вибрационных движений антивибрационной пластины под действием случайных возбуждений проверялась методом вертикальных касательных, основанным на выражении среднеквадратических значений (28).

Условие существования вертикальных касательных на графике функции σ_{ik} , следующее:

$$\frac{\partial I_{2*}}{\partial \sigma_{ik}} = \frac{2\pi\sigma_{ik}}{D_{W_0} \kappa v^3 (u_{ik*} \varepsilon p_0)^2}. \quad (30)$$

В соответствии с сущностью метода вертикальных касательных, если на графике нет ни одной вертикальной касательной, то это движение является устойчивым.

Если выполняется

$$\frac{\partial I_{2*}}{\partial \sigma_{ik}} < 0, \quad (31)$$

то неравенство (31) рассматривается как условие устойчивости. Тогда вертикальных касательных не будет.

Поперечные вибрационные движения пластины, защищенной от случайных вибраций под воздействием случайных возмущений, позволяет юопределить значения параметров системы, соответствующие устойчивым и неустойчивым движениям.

Пятая глава под названием «**Математическое моделирование, динамика и устойчивость совместных продольных колебаний гидродинамического гасителя и стержня**» посвящена математическому моделированию продольных колебаний упруго-диссипативного стержня гистерезисного типа под действием гармонических и случайных возбуждений, исследованию динамики и устойчивости нелинейных стационарных колебаний с жидкостным динамическим гасителем.

Общая схема ёмкости жидкостного динамического гасителя

представлена на рис.10.

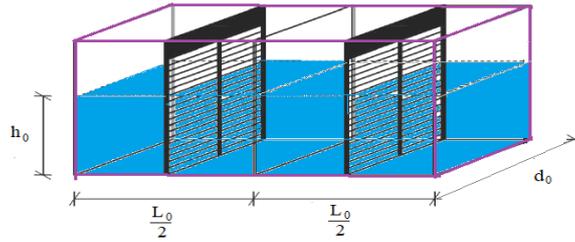


Рисунок 10. Общая схема физической модели жидкостного динамического гасителя

где h_0 – высота уровня жидкости в состоянии покоя; L_0, d_0 – длина и ширина ёмкости с жидкостью динамического демпфера, соответственно.

На рисунке 11 представлена структурная схема связей виброзащитного стержня.

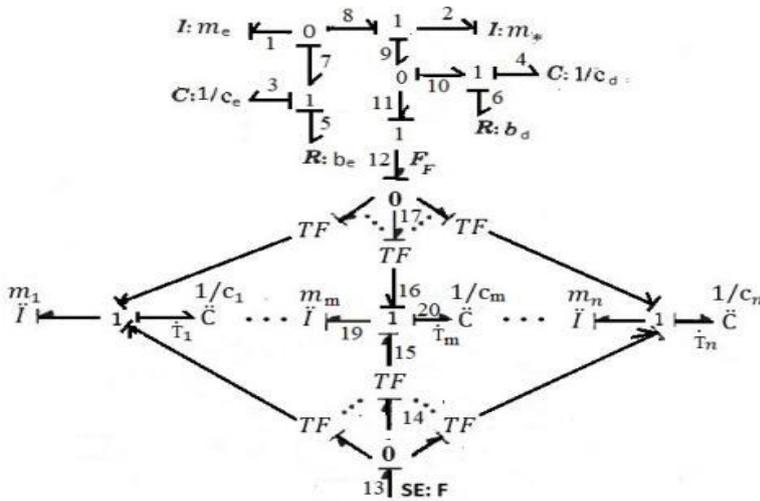


Рисунок 11. Конструктивная схема антивибрационного стержня с определением свойств продольных колебаний

Здесь: $C: c_e^{-1}$ и $R: b_e$ – характеристики податливости и сопротивления, которые используются для выражения виброустойчивости динамического гасителя в зависимости от амплитудного значения движения жидкости, а b_e – коэффициент, зависит от амплитудного значения движения жидкости – [6]; F – внешняя сила;

$m_* = m_t + m_0$; m_0 – масса твердого тела жидкостного динамического гасителя; b_d – сопротивление демпфера (коэффициент вязкости); c_d – коэффициент жесткости.

При колебаниях массу жидкости m_s можно разделить на массу движущейся m_e и неподвижной m_t жидкости [6].

Следующая система дифференциальных уравнений движения получена из структурной модели, изображенной на рисунке 11:

$$\begin{aligned} \dot{p}_{\bar{i}} &= v_{i0}F + v_{i1}(c_d T_d + b_d(m_*^{-1}p_d - v_{i1}m_{\bar{i}}^{-1}p_{\bar{i}})) - c_i T_i; \\ \dot{p}_e &= c_e T_e + b_e(m_e^{-1}p_e + m_*^{-1}p_d); \\ \dot{p}_d &= -c_e T_e - b_e(m_e^{-1}p_e + m_*^{-1}p_d) - c_d T_d - b_d(m_*^{-1}p_d - v_{i1}m_{\bar{i}}^{-1}p_{\bar{i}}); \quad (32) \\ \dot{T}_i &= m_{\bar{i}}^{-1}p_{\bar{i}}; \\ \dot{T}_e &= -m_e^{-1}p_e - m_*^{-1}p_d; \\ \dot{T}_d &= m_*^{-1}p_d - v_{i1}m_{\bar{i}}^{-1}p_{\bar{i}}; \end{aligned}$$

где $p_{\bar{i}}, p_e, p_d$ – импульсы масс $m_{\bar{i}}, m_e, m_*$ соответственно; T_i, T_e и T_d – перемещения стержня, движущейся жидкой массы и наружного корпуса

⁶Tait M.J. Modelling and preliminary design of a structure-TLD system. Engineering Structures, Volume 30, 2008, pp. 2644–2655

динамического гасителя, соответственно; $v_{i1} = v_i(x_1)$; $v_{i0} = v_i(x_0)$ - значения отдельных форм колебаний в точках установки гидродинамического гасителя x_1 и приложения внешней силы x_0 .

Полученная система дифференциальных уравнений (32) представляет собой математическую модель продольных колебаний стержня гистерезисного типа с упруго-диссипативной характеристикой вместе с динамическим гасителем.

Для случая, когда левый конец кормы зажат, а правый свободен, форма собственных колебаний определялась следующим образом:

$$v_i = A_{i0} \cos(k_i x) + B_{i0} \sin(k_i x) + 2C_{i0} \sin\left(\frac{k_i x}{2}\right), \quad (33)$$

где A_{i0} , B_{i0} и C_{i0} - коэффициенты, определяемые из граничных и динамических условий.

Тогда, частотное уравнение имеет вид:

$$k_i \left(\cos(k_i l) \cos\left(\frac{k_i x_1}{2}\right) - \cos(k_i x_1) \cos\left(\frac{k_i l}{2}\right) \right) + \\ + H_e \left(\sin(k_i x_1) \cos\left(\frac{k_i l}{2}\right) - 2 \cos(k_i l) \sin\left(\frac{k_i x_1}{2}\right) \right) = 0, \quad (34)$$

где $H_e = \pm \frac{|m_e^2 \omega^4 + (m_* + m_e) \omega^2 (c_e - m_e \omega^2)|}{EA} \sqrt{\frac{c_d^2 + (b_d \omega)^2}{A_{c0}^2 + A_{d0}^2}}$,

$$A_{c0} = (c_d - (m_* + m_e) \omega^2)(c_e - m_e \omega^2) - m_e^2 \omega^4; A_{d0} = (c_e - m_e \omega^2) b_d \omega.$$

Для проведения численного расчета коэффициента демпфирования и частотного уравнения, параметры и переменные динамического гасителя были проанализированы в областях их определения. При этом использовались следующие соотношения [6]:

$$c_e = \frac{8g\rho_s d_0 L_0}{\pi^2} \tanh^2\left(\frac{\pi h_0}{L_0}\right), \quad (35)$$

Для кинематических возбуждений:

$$b_e = B_{e0} \frac{256\rho_s d_0 L_0}{3\pi^5} \tanh^3\left(\frac{\pi h_0}{L_0}\right) \omega \Delta_s Z_s T_{e0}, \quad (36)$$

где T_{e0} - T_e - абсолютная величина перемещения.

Для случайных возбуждений:

$$b_e = B_{e0} \frac{16\rho_s d_0 L_0}{\pi^3} \sqrt{\frac{32}{\pi^3}} \tanh^3\left(\frac{\pi h_0}{L_0}\right) \omega \Delta_s Z_s \sigma_e, \quad (37)$$

где σ_e - T_e - среднеквадратическое значение перемещения; g - ускорение свободного падения; ρ_s - плотность жидкости; B_{e0} - коэффициент потерь, который выражается через коэффициенты прочности S_{*0} и конструкции B_{c0} следующим образом [6]:

$$B_{e0} = \left(\frac{1}{(1 - S_{*0}) B_{c0}} - 1 \right)^2, \quad S_{*0} = \frac{A_{S*}}{d_0 h_0}, \quad (38)$$

A_{S*} - поверхность сетки внутри ёмкости с жидкостью;

$$B_{c0} = 0.405e^{-\pi S_0} + 0.595; \Delta_s = \frac{1}{3} + \frac{1}{\sinh^2(\frac{\pi h_0}{L_0})}; Z_s = \sum_{k=1}^{k_*} \left| \sin^3\left(\frac{\pi x_k^*}{L_0}\right) \right|, \quad (39)$$

k_* – количество барьеров внутри ёмкости с жидкостью; x_k^* – расстояние установки барьера или барьеров внутри ёмкости с жидкостью.

На рисунках 12 и 13 показаны графики коэффициентов для зависимостей (36) и (37).

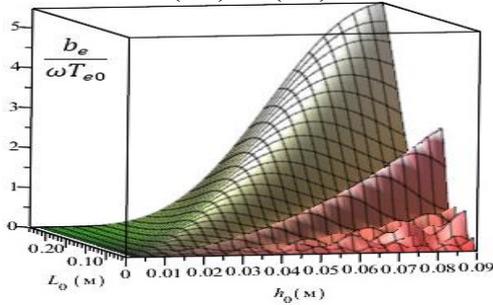


Рисунок 12. График функции $\frac{b_e}{\omega T_{e0}}$
($k_* = 2, x_1^* = \frac{h_0}{2}, x_2^* = \frac{3h_0}{2}, d_0 = h_0$)

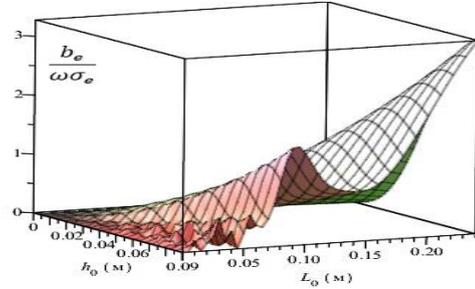


Рисунок 13. График функции $\frac{b_e}{\omega \sigma_e}$
($k_* = 2, x_1^* = \frac{h_0}{2}, x_2^* = \frac{3h_0}{2}, d_0 = h_0$)

На рисунках 12 и 13 изображены графики функций $\frac{b_e}{\omega \sigma_e}$ и $\frac{b_e}{\omega T_{e0}}$, определяемые коэффициентами в соотношениях (36) и (37), при $\rho_s = 10^3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$, $S = 0.4$, $k_* = 2$, $x_1^* = \frac{h_0}{2}$, $x_2^* = \frac{3h_0}{2}$, $d_0 = h_0$. Поскольку в областях определения эти функции являются как возрастающими, так и убывающими, то можно подобрать необходимые коэффициенты затухания h_0, L_0 для кинематических и случайных по переменным возбуждений. Из этих рисунков можно сделать вывод, что увеличение числа барьеров в жидкости с одного до двух, увеличивает значения коэффициентов затухания при гармонических и случайных возбуждениях, а также уменьшает различия между наибольшими и наименьшими значениями. Это позволяет оптимально подобрать параметры динамического гасителя.

На основе приведенного анализа для жидкостного динамического гасителя были получены следующие значения:

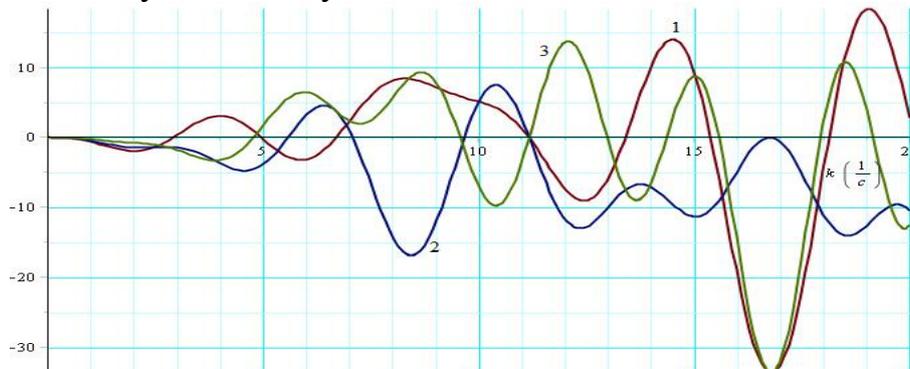


Рисунок 14. Графики частотных уравнений (34)

$d_0 = h_0 = 0.12$ м; $L_0 = 0.24$ м; $A_{S_*} = 0.576 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$. В этом случае $m_s = 3.456$ кг, $m_e = 1.636$ кг; $m_t = 1.82$ кг; $c_e = 192.635 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$. Длина стержня $l = 150 \cdot 10^{-2}$ м и площадь поперечного сечения стержня $A = 48 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; $m_0 =$

$$0.944 \text{ кг}; m_* = 2.764 \text{ кг}; c_d = 10^3 \frac{\text{Н}}{\text{м}}; b_d = 10^3 \frac{\text{Н}\cdot\text{с}}{\text{м}}.$$

Графики частотного уравнения для случаев, когда жидкостный динамический гаситель установлен в точках $x_1 = \frac{l}{4}, \frac{l}{2}, \frac{3l}{4}$, показаны на рис. 14.

Из рисунка можно сделать вывод, что собственная частота системы является наименьшей, когда динамический гаситель установлен в точке $x_1 = \frac{l}{4}$. Минимальное значение частоты, когда динамический гаситель установлен в точке $x_1 = \frac{l}{2}$, больше минимального значения частоты, когда он установлен в точке $x_1 = \frac{3l}{4}$. Это имеет практическое значение при проектировании данной системы.

Рассмотрен вопрос об устойчивости нелинейных продольных колебаний системы стержня с упруго-диссипативной характеристикой гистерезисного типа и жидкостным динамическим гасителем под действием случайных возбуждений.

Определены среднеквадратические отклонения, т.е.:

$$\sigma_i^2 = \int_{-\infty}^{\infty} |H_{10}(\omega)|^2 S_{W_0}(\omega) d\omega; \sigma_d^2 = \int_{-\infty}^{\infty} |H_{20}(\omega)|^2 S_{W_0}(\omega) d\omega; \\ \sigma_e^2 = \int_{-\infty}^{\infty} |H_{30}(\omega)|^2 S_{W_0}(\omega) d\omega, \quad (40)$$

где $\sigma_i, \sigma_d, \sigma_e$ и $H_{10}(\omega), H_{20}(\omega), H_{30}(\omega)$ — соответственно, среднеквадратические отклонения и амплитудно-частотные характеристики стержня, внешнего корпуса и движущейся жидкости динамического гасителя.

Для анализа динамики рассматриваемой системы получим спектральную плотность ускорения основания в выражениях среднеквадратических отклонений (40) следующим образом [4]:

$$S_{W_0}(\omega) = \frac{\sigma_{W_0}^2}{4} (\delta(\omega + \nu) + \delta(\omega - \nu)), \quad (41)$$

где $\sigma_{W_0}^2$ - среднеквадратическое значение ускорения основания; $\delta(\omega \pm \nu)$ — Дельта-функция Дирака.

Интегралы в системе уравнений (40) можно вычислить, используя выражение спектральной плотности ускорения основания (41) и свойство дельта-функции Дирака.

Условие существования вертикальных касательных на графике функции σ_i , имеет следующий вид:

$$N_n + \frac{\sigma_e}{2} \frac{\partial N_n}{\partial \sigma_e} + \frac{\sigma_i}{2} \left(1 + \frac{\sigma_e}{2} \frac{\partial (A_{cv}^2 + A_{dv}^2)}{\partial \sigma_e} \right) \frac{\partial N_n}{\partial \sigma_i} = 0, \quad (42)$$

где $N_n = N_{cv}^2 + N_{dv}^2$;

$$N_{cv} = (c_{1i} - m_i v^2) ((c_d - (m_* + m_e) v^2) (c_e - m_e v^2) - b_e b_d v^2 - m_e^2 v^4) - \\ - c_{2i} ((c_d - (m_* + m_e) v^2) b_e + (c_e - m_e v^2) b_d) v + v_{i1}^2 v^2 ((m_* + m_e) b_e b_d v^2 - \\ - c_d (m_e^2 v^2 + (c_e - m_e v^2) (m_* + m_e)));$$

$$N_{dv} = (c_{1i} - m_i v^2) ((c_d - (m_* + m_e) v^2) b_e + (c_e - m_e v^2) b_d) v +$$

$$\begin{aligned}
& +((c_d - (m_* + m_e)v^2)(c_e - m_e v^2) - b_e b_d v^2 - m_e^2 v^4)c_{2i} - \\
& - v_{i1}^2 v^3 \left((m_* + m_e)b_e c_d + b_d(m_e^2 v^2 + (c_e - m_e v^2)(m_* + m_e)) \right); \\
& A_{cv} = (c_d - (m_* + m_e)v^2)(c_e - m_e v^2) - b_e b_d v^2 - m_e^2 v^4; \\
& A_{dv} = (c_d - (m_* + m_e)v^2)b_e v + (c_e - m_e v^2)b_d v;
\end{aligned}$$

Невыполнение условия существования вертикальных касательных (42) рассматривается как условие устойчивости продольных колебательных движений стержня гистерезисного типа с упруго-диссипативной характеристикой под воздействием случайных возбуждений, что позволяет определять различные значения параметров системы, соответствующие устойчивым колебательным движениям.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

На основании исследований, выполненных в докторской диссертации на тему «Задачи структурного моделирования и исследования устойчивости виброзащищаемых механических систем», сделаны следующие выводы:

1. Разработана методика математического моделирования с использованием структурного метода графов связей и развита динамика упругого стержня и пластины с диссипативными характеристиками гистерезисного типа и с жидкостными динамическими гасителями при кинематических и случайно-параметрических возбуждения. Оценена динамика и исследована устойчивость нелинейных стационарных поперечных колебаний виброзащищаемых систем.
2. Модальная масса и однородность упругого диссипативного стержня и пластины гистерезисного типа определяются аналитически в зависимости от параметров и переменных. Установлено, что модальная масса стержня зависит от плотности материала стержня, площади его поперечного сечения и конкретных форм колебаний, а модальная однородность, помимо этих параметров, зависит от диссипативных характеристик материала. Показано, что модальная масса пластины зависит от плотности материала, толщины, ширины и длины пластины, а также от конкретных форм колебаний, а модальная однородность зависит, кроме того, от диссипативных характеристик материала. Полученные результаты обеспечивают возможность необходимого выбора и анализа этих параметров и переменных стержней и пластин в практической проектной деятельности.
3. Определены частотные уравнения виброустойчивого стержня и пластины в зависимости от параметров системы. Было показано, что изменение коэффициентов жесткости и демпфирования динамического гасителя с жидкостным звеном меняет собственную частоту в области резонансной частоты на очень небольшую величину. Этот результат обоснован необходимостью учитывать особую частоту колебаний стержня как свободную переменную при анализе условий и границ устойчивости.
4. Аналитически выражены передаточные функции в зависимости от параметров системы, проанализирована их минимизация по частоте и амплитуде; результаты представлены в виде теорем. Получены минимальные

условия и оценена эффективность динамического гасителя.

5. Проведен анализ передаточной функции виброзащищаемой пластины в зависимости от упругого и демпфирующего элементов жидкостного динамического гасителя и определены оптимальные значения этих параметров. По результатам анализа численных расчетов дана рекомендация по эффективности динамического гасителя: уменьшение этих параметров от оптимальных значений приводит к увеличению передаточной функции, а при допустимых значениях амплитуд передаточная функция уменьшается.

6. Разработана методика получения выражения среднеквадратических отклонений нелинейных поперечных колебаний виброзащитной пластины гистерезисного типа с упруго-диссипативными характеристиками, вызванных случайными возбуждениями, в аналитическом виде в зависимости от параметров системы для комплексного выражения спектральной плотности ускорения основания.

7. Исследована устойчивость нелинейных поперечных колебаний упругого стержня и пластины с диссипативными характеристиками гистерезисного типа и с жидкостным динамическим гасителем под действием кинематических и случайных воздействий. На основе критерия Рауса и метода вертикальных касательных определены условия устойчивости в зависимости от параметров системы, показаны параметры, соответствующие неустойчивым колебаниям систем, и разработаны соответствующие рекомендации.

8. На основе разработанных математических моделей и полученных результатов в частных случаях показано происхождение результатов, полученных другими авторами, и обоснована адекватность моделей и корректность результатов.

9. Разработана методика математического моделирования продольных колебаний упругого стержня с диссипативными характеристиками гистерезисного типа и с жидкостным динамическим гасителем, с использованием структурного метода графов связей, оценена динамика под воздействием кинематических и случайно-параметрических воздействий, а также оценена устойчивость стационарного движения системы.

10. Установлено, что коэффициент демпфирования динамического гасителя зависит от изменения его размеров. При этом, в случае, когда его длина в два раза превышает уровень воды внутри, достигается наибольший коэффициент демпфирования.

11. Разработан алгоритм численного анализа для определения пределов и областей устойчивости в различных процессах по конструктивным параметрам виброустойчивых стержней и пластин.

12. По результатам анализа установлено, что увеличение числа барьеров жидкостного динамического гасителя приводит к увеличению значений коэффициентов затухания при гармонических и случайных возбуждениях, а также уменьшаются различия между наибольшими и наименьшими значениями.

**ONE-TIME SCIENTIFIC COUNCIL AT THE SCIENTIFIC COUNCIL
AWARDING THE SCIENTIFIC DEGREES OF
DSc.02/30.12.2019.T/FM.61.01 UNDER INSTITUTE OF MECHANICS AND
SEISMIC STABILITY OF STRUCTURES**

**SAMARKAND STATE ARCHITECTURAL AND CIVIL ENGINEERING
UNIVERSITY**

KHODJABEKOV MURADJON USAROVICH

**PROBLEMS OF STRUCTURAL MODELING AND STABILITY OF
MECHANICAL SYSTEMS PROTECTED FROM VIBRATIONS**

**01.02.01 – Theoretical Mechanics,
01.02.04-Mechanics of deformable solids**

**DISSERTATION ABSTRACT OF THE DOCTOR OF SCIENCES (DSc)
ON PHYSICAL AND MATHEMATICAL SCIENCES**

Tashkent – 2024

The theme of the doctor of physical and mathematical sciences (DSc) dissertation was registered in the Higher Attestation Commission under the Ministry of higher education, science and innovation of the Republic of Uzbekistan under the number B2023.3.DSc/FM179.

The dissertation has been prepared at the Samarkand state architectural and civil engineering university.

The abstract of the dissertation is posted in three languages (Uzbek, Russian, English (resume)) on the website (www.insmech.uz) and on the Information and Educational Portal "ZiyoNet" at (www.ziynet.uz).

Scientific advisers: **Dusmatov Olimjon Musurmonovich**
Doctor of Physical and Mathematical Sciences, Professor,
Mirsaidov Mirziyod Mirsaidovich
Doctor of Technical Sciences, Professor, Academician of
Academy of Sciences of Republic of Uzbekistan

Official opponents: **Mardonov Batirjan Mardonovich**
Doctor of Physical and Mathematical Sciences, Professor
Korshunova Natalya Aleksandrovna
Doctor of Physical and Mathematical Sciences, Professor
Teshaev Muhsin Xudoyberdievich
Doctor of Physical and Mathematical Sciences, Professor

Leading organization: Tashkent State Technical University named after Islam Karimov

The defence will take place on _____ of _____, 2024 at _____ o'clock at the meeting of the One-time Scientific Council under the Scientific Council DSc.02/30.12.2019.T/FM.61.01 at the Institute of Mechanics and Seismic Stability of Structures (Address: 100047, Tashkent, 70 Yahya Gulomov Street, Tel.: (99871) 233-68-47; Fax: (99871) 233-74-82, e-mail: kanselyaria@academy.uz).

The dissertation can be viewed at the Information-Resource Center of the Institute of Seismic Strength of Mechanics and Structures (registered with number _____). Address: 100047, Tashkent, 70 Yahya Ghulomov Street, Tel.: (99871) 233-68-47; Fax: (99871) 233-74-82, e-mail: kanselyaria@academy.uz

The abstract of the dissertation was distributed on _____, 2024.
(Report of the _____ digital register dated _____, 2024)

M.M. Mirsaidov
Chairman of the One-time scientific council on award of scientific degree of doctor of sciences, doctor of technical sciences, professor, academician AS RUz.

M.K. Usarov
Scientific Secretary of the One-time scientific council on award of scientific degree of doctor of sciences, doctor of physical and mathematical sciences, professor.

A.A. Rizayev
Chairman of the seminar under the One-time scientific council on award of scientific degree of doctor of sciences, doctor of technical sciences, professor.

INTRODUCTION (abstract of DSc thesis)

The aim of research is to develop structural modeling, dynamics evaluation, calculation methods of combined nonlinear vibrations of dissipative characteristic elastic systems of the distributed parameter hysteresis type and liquid section dynamic absorbers under the influence of kinematic, random and random parametric excitations. development of methods for solving problems of improvement, stability checking.

The object of research is distributed mass elastic rod, beam and plates were taken as anti-vibration objects, and dynamic dampers consisting of solids and liquids were taken as anti-vibration devices.

Scientific novelty of research is as follows:

in kinematic, random and random parametric excitations, transverse and longitudinal nonlinear vibrations of systems, taking into account hysteresis-type elastic dissipative characteristics in stern and plate materials and damping characteristics of liquid section dynamic absorber, mathematical models were developed using the method of bond graph;

the method of studying the dynamics of nonlinear vibrations of an elastic rod and a plate combined with a liquid section dynamic absorber and checking the stability has been improved;

analytical expressions of the transfer functions of the vibration protected beam, rod and plate are based on determining the hysteresis-type elastic dissipative characteristics of the systems depending on the structural parameters;

based on the conditions for achieving the minimum of the transfer functions, the evaluation of the effectiveness of the liquid section dynamic absorbers in damping low-frequency harmful vibrations is based on structural parameters and variables;

the numerical analysis algorithm for determining the stability borders and fields of the beam and plate protected from vibrations in various processes was developed, taking into account the hysteresis-type elastic dissipative characteristics of the systems, depending on the structural parameters.

Implementation of research results.

In Jizzakh regional transport department, it was used in mathematical modeling of the movements of vehicle parts under the influence of harmonic, random and parametric random vibrations, in checking their stability (reference No. 2/7724 of the Ministry of Transport of the Republic of Uzbekistan dated 13.12.2022);

Based on the method of mathematical modeling obtained using the method of bond graph and the expression of the frequency equation determined depending on the parameters of the system, a study guide entitled "Theoretical Mechanics" was published (approved by order No. 237 of the Ministry of Higher and Secondary Special Education of the Republic of Uzbekistan dated May 31, 2021 No. 137-702-digital certificate) and was used in the development of the unique building and structure dynamics science program for the master's specialty "70730306-Design and construction of unique buildings" (reference No. 02/01-01-89 dated 01.12.2022

of the Ministry of Higher and Secondary Special Education of the Republic of Uzbekistan);

The structure and volume of dissertation. The dissertation consists of an introduction, five chapters, a conclusion, a list of literatures and appendix. The total amount of work includes 178 pages.

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

I-bo'lim (I часть; I part)

1. M.M.Mirsaidov, O.M.Dusmatov, M.U.Khodjabekov. The problem of mathematical modeling of a vibration protected rod under kinematic excitations. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, **1030** (2021) 012069, [doi:10.1088/1757-899X/1030/1/012069](https://doi.org/10.1088/1757-899X/1030/1/012069) (01.00.00, №(3) Scopus).

2. M.M.Mirsaidov, O.M.Dusmatov, M.U.Khodjabekov. Stability of nonlinear vibrations of plate protected from vibrations. Journal of Physics: Conference Series, **1921** (2021) 012097, [doi:10.1088/1742-6596/1921/1/012097](https://doi.org/10.1088/1742-6596/1921/1/012097) (01.00.00, №(3) Scopus).

3. M.M.Mirsaidov, O.M.Dusmatov, M.U.Khodjabekov. Mode shapes of transverse vibrations of rod protected from vibrations in kinematic excitations. Lecture Notes in Civil Engineering **170**, (2021), pp. 217-227, doi.org/10.1007/978-3-030-79983-0_20 (01.00.00, №(3) Scopus).

4. M.U.Khodjabekov. Transfer function of system protected from vibration and its minimum. International Scientific Journal Theoretical & Applied Science, 2021, № 8 (100), p.226-231. Philadelphia, USA. (01.00.00, №(1) Web of Science).

5. M.M.Mirsaidov, O.M.Dusmatov, M.U.Khodjabekov. Dynamics of the rod protected from vibration under kinematic excitations. *AIP Conf. Proc.* 2612, 030005 (2023), doi.org/10.1063/5.0113225 (01.00.00, №(3) Scopus).

6. M.U.Xodjabekov. Tebranishlardan himoyalalanuvchi sterjenning chastota tenglamasi tahlili. Ilm sarchashmalari. 2021, № 9, 19-22 b. UrDU, O'zbekiston. (01.00.00, №12).

7. O.M.Dusmatov, M.U.Khodjabekov. The problem of dynamics and stability of rod protected from vibrations in random parametric excitations. International Journal of research, 2021, № 12 (8), p.40-59. India. (01.00.00, №(35) CrossRef).

8. O.M.Dusmatov, M.U.Xodjabekov. Elastik sterjen va suyuqlik bo'g'inli dinamik so'ndirgichning ustuvorlik masalasi. Samarqand davlat universiteti ilmiy axborotnomasi, 2021, № 5 (129), 82-95 b. SamDU, O'zbekiston. (01.00.00, №2).

9. M.U.Xodjabekov. Tebranishlardan himoyalalanuvchi sterjenning xususiy tebranish formalari tahlili. Ilmiy xabarnoma– Nauchnyy vestnik (Scientific Bulletin. Physical and Mathematical Research), 2021, № 3 (2), 70-74 b. AnDU, O'zbekiston. (01.00.00, №13).

10. M.U.Ходжабеков. Нелинейные колебания упругого стержня с жидкостным гасителем. Проблемы механики, 2022, №1, с. 42-52. Издательство института Механика АН РУз. (01.00.00, №4).

11. M.M.Mirsaidov, O.M.Dusmatov, M.U.Khodjabekov. Mode shapes of hysteresis type elastic dissipative characteristic plate protected from vibrations. Lecture Notes in Civil Engineering **282**, (2022), pp. 127-140, doi.org/10.1007/978-3-031-10853-2_12 (01.00.00, №(3) Scopus).

12. M.M.Mirsaidov, O.M.Dusmatov, M.U.Khodjabekov. Mathematical modeling of hysteresis type elastic dissipative characteristic plate protected from vibration. AIPConf.Proc. 2637, doi.org/10.1063/5.0118289. (01.00.00, №(3) Scopus).

13. M.U.Khodjabekov, Kh.M.Buranov, A.E.Qudratov. Modal mass and stiffness of hysteresis type elastic dissipative characteristic plate. AIP Conf. Proc. 2637, 050004-1–050004-5; doi.org/10.1063/5.0118292 (01.00.00, №(3) Scopus).
14. M.M.Mirsaidov, O.M.Dusmatov, M.U.Khodjabekov. Evaluation of the dynamics of elastic plate and liquid section dynamic absorber. *PNRPU Mechanics Bulletin*, 2022, no.3, pp.51-59. (01.00.00, №(3) Scopus).
15. М.У.Ходжабеков. Об устойчивости нелинейных колебаний пластины с жидкостным динамическим гасителем. Проблемы механики, 2023, №3, с. 60-71. Издательство институт Механика АН РУз. (01.00.00, №4).
16. M.M.Mirsaidov, O.M.Dusmatov, M.U.Khodjabekov. Stability of nonlinear vibrations of elastic plate and dynamic absorber in random excitations. E3S Web of Conferences **410**, 03014 (2023) [10.1051/e3sconf/202341003014](https://doi.org/10.1051/e3sconf/202341003014) (01.00.00, №(3) Scopus).

II-bo‘lim (II часть; II part)

17. M.U.Khodjabekov. Taqsimlangan parametrli sistemalarni graf bog‘lanishlar usuli yordamida matematik modellashtirish//”Muhandislik kommunikatsiyalari sohasida innovatsion texnologiyalarini joriy qilishning muammo va yechimlari” mavzusida xalqaro ilmiy–amaliy anjuman materiallari. I-qism. Samarqand sh., 2020, 71-73 b. SamDAQI, O‘zbekiston.
18. M.U.Khodjabekov. Sterjenning xususiy tebranish formasi va chastota tenglamasiga oid adabiyotlar tahliliy sharhi. Me‘morchilik va qurilish muammolari, 2021, №2, 112-114 b. SamDAQI nashriyoti. Uzbekistan.
19. M.U.Khodjabekov. Stability of steady state motion of rod protected from vibration. 2nd Workshop on Engineering Optimization, 2021, 7-8 October 2021, Institute of Fundamental Technological Research of the Polish Academy of Sciences, Warsaw, Poland. Book of Abstracts, ISBN 978-83-65550-23-1, pp. 83-88.
20. M.U.Khodjabekov. Analysis of mode shapes for the system of differential equations of motion of beam and liquid section dynamic absorber. Международная научная конференция "Уфимская осенняя математическая школа-2022", Том II. БашГУ, г. Уфа, Россия, 2022, с. 199-200.
21. O.M.Dusmatov, M.U.Khodjabekov. Mathematical modeling of longitudinal vibrations of the vibroprotected beam. Международная научная конференция "Уфимская осенняя математическая школа-2022", Том II. БашГУ, г. Уфа, Россия, 2022, с. 325-327.
22. M.U.Khodjabekov. Elastik sterjenning bo‘ylama tebranishlarini so‘ndirish masalasi. “Kondensirlangan moddalar va muhandislik fizikasi muammolari” mavzusidagi respublika ilmiy-amaliy konferensiyasi materiallari, Samarqand Sh., 2022, 158-161 b. SamDU.
- O.M.Dusmatov, M.U.Khodjabekov. Longitudinal vibrations of an elastic rod with a liquid section dynamic absorber. Международной научно-практической конференции «Рахматулинские чтения» г.Ташкент, 26 –27 мая 2023, с. 199-200.

Avtoreferat “ME’MORCHILIK VA QURILISH MUAMMOLARI” ilmiy jurnali
tahririyatida tahrirdan o‘tkazildi va o‘zbek, rus, ingliz (rezyume)
tillaridagi matnlari mosligi tekshirildi (15.01.2024 y.).

Bichimi 60x84¹ /16. Rizograf bosma usuli. Times garniturasini.
Shartli bosma tabog‘i: 4.5. Adadi 100. Buyurtma: № 26/2.
“SamDAQU” bosmaxonasida chop etildi.
Manzili: Samarqand sh., Lolazor ko‘chasi 70 uy.