

**МЕХАНИКА ВА ИНШООТЛАР СЕЙСМИК МУСТАҲКАМЛИГИ
ИНСТИТУТИ ВА ТОШКЕНТ ИРРИГАЦИЯ ВА ҚИШЛОҚ
ХЎЖАЛИГИНИ МЕХАНИЗАЦИЯЛАШ ИНЖЕНЕРЛАРИ
ИНСТИТУТИ ҲУЗУРИДАГИ ИЛМИЙ ДАРАЖАЛАР БЕРУВЧИ
DSc.28.02.2018.Т/ФМ.61.01 РАҚАМЛИ ИЛМИЙ КЕНГАШ АСОСИДА
БИР МАРТАЛИК ИЛМИЙ КЕНГАШ**

БУХОРО МУҲАНДИСЛИК-ТЕХНОЛОГИЯ ИНСТИТУТИ

ТЕШАЕВ МУҲСИН ХУДОЙБЕРДИЕВИЧ

**ҚАТТИҚ ЖИСМЛАРДАН ТАШКИЛ ТОПГАН ДИССИПАТИВ
МЕХАНИК СИСТЕМАНИНГ ТЕБРАНИШЛАРИ НАЗАРИЯСИ ВА
ҲИСОБЛАШ УСУЛЛАРИНИ РИВОЖЛАНТИРИШ**

**01.02.04 – Деформацияланувчан қаттиқ жисм механикаси
01.02.01– Назарий механика**

**ФИЗИКА-МАТЕМАТИКА ФАНЛАРИ ДОКТОРИ (DSc)
ДИССЕРТАЦИЯСИ АВТОРЕФЕРАТИ**

Докторлик (DSc) диссертацияси автореферати мундарижаси
Оглавление автореферата докторской (DSc) диссертации
Contents of the doctoral (DSc) dissertation abstract

Тешаев Мухсин Худойбердиевич

Қаттиқ жисмлардан ташкил топган диссипатив механик системанинг тебранишлари назарияси ва ҳисоблаш усулларини ривожлантириш4

Тешаев Мухсин Худойбердиевич

Развитие теории и методов расчета колебаний диссипативных механических систем, состоящих из твердых тел31

Teshaev Muhsin Khudoyberdiyevich

Development of the theory and methods of calculating of vibrations of dissipative mechanical systems, consisting solids57

Эълон қилинган ишлар рўйхати

Список опубликованных работ

List of published works61

**МЕХАНИКА ВА ИНШООТЛАР СЕЙСМИК МУСТАҲКАМЛИГИ
ИНСТИТУТИ ВА ТОШКЕНТ ИРРИГАЦИЯ ВА ҚИШЛОҚ
ХЎЖАЛИГИНИ МЕХАНИЗАЦИЯЛАШ ИНЖЕНЕРЛАРИ
ИНСТИТУТИ ҲУЗУРИДАГИ ИЛМИЙ ДАРАЖАЛАР БЕРУВЧИ
DSc.28.02.2018.Т/ФМ.61.01 РАҚАМЛИ ИЛМИЙ КЕНГАШ АСОСИДА
БИР МАРТАЛИК ИЛМИЙ КЕНГАШ**

БУХОРО МУҲАНДИСЛИК-ТЕХНОЛОГИЯ ИНСТИТУТИ

ТЕШАЕВ МУҲСИН ХУДОЙБЕРДИЕВИЧ

**ҚАТТИҚ ЖИСМЛАРДАН ТАШКИЛ ТОПГАН ДИССИПАТИВ
МЕХАНИК СИСТЕМАНИНГ ТЕБРАНИШЛАРИ НАЗАРИЯСИ ВА
ҲИСОБЛАШ УСУЛЛАРИНИ РИВОЖЛАНТИРИШ**

**01.02.04 – Деформацияланувчан қаттиқ жисм механикаси
01.02.01– Назарий механика**

**ФИЗИКА-МАТЕМАТИКА ФАНЛАРИ ДОКТОРИ (DSc)
ДИССЕРТАЦИЯСИ АВТОРЕФЕРАТИ**

Тошкент – 2019

Физика-математика фанлари доктори (ДSc) диссертацияси мавзуси Ўзбекистон Республикаси Вазирлар Маҳкамаси ҳузуридаги Олий аттестация комиссиясида В2018.2.DSc/FM115 рақам билан рўйхатга олинган.

Диссертацияси Бухоро муҳандислик-технология институтида бажарилган.

Диссертация автореферати уч тилда (ўзбек, рус, инглиз (реюзме)) Илмий кенгаш веб-саҳифасида (www.tiiame.uz) ва «ZiyoNet» Ахборот таълим порталида (www.ziynet.uz) жойлаштирилган.

| | |
|----------------------------|---|
| Илмий маслаҳатчи: | Сафаров Исмоил Иброҳимович физика-математика фанлар доктори, профессор |
| Расмий оппонентлар: | Коршунова Наталья Александровна физика-математика фанлар доктори, профессор |
| | Мавлонов Тўлқин техника фанлари доктори, профессор |
| | Юлдашев Шарафитдин Сайфитдинович техника фанлари доктори, профессор |
| Етакчи ташкилот: | Самарқанд давлат университети |

Диссертация ҳимояси Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институти ва Тошкент ирригация ва қишлоқ хўжалигини механизациялаш муҳандислари институти ҳузуридаги илмий даражалар берувчи ДSc.28.02.2018.Т/ФМ.61.01 рақамли Илмий кенгаш асосида тузилган бир марталик илмий кенгашнинг « 3 » июль 2019 йил соат 14⁰⁰ даги мажлисида бўлиб ўтади. (Манзил: 100000, Тошкент шаҳри, Қори Ниёзий кўчаси, 39-уй, 4-мажлислар зали. Тел.: (99871) 237-46-68; факс: (99871) 237-38-79, e-mail:admin@tiiame.uz)

Диссертация билан Тошкент ирригация ва қишлоқ хўжалигини механизациялаш муҳандислари институтининг Ахборот-ресурс марказида танишиш мумкин (___ рақам билан рўйхатга олинган). Манзил: 100000, Тошкент шаҳри, Қори Ниёзий кўчаси, 39-уй.
Тел.: (99871) 237-19-45, e-mail:admin@tiiame.uz)

Диссертация автореферати 2019 йил «15» июль куни тарқатилди.
(2019 йил «15» июлдаги № 1 рақамли реестр баённомаси).

М.М. Мирсаидов

Илмий даражалар берувчи бир марталик Илмий кенгаш раиси, т.ф.д., профессор, академик

Ш.О. Худойназаров

Илмий даражалар берувчи бир марталик Илмий кенгаш илмий котиби, т.ф.н., доцент

Р.А. Абиров

Илмий даражалар берувчи бир марталик Илмий кенгаш қошидаги илмий семинар раиси, ф.-м.ф.д., к.и.х.

КИРИШ (фан доктори (DSc) диссертацияси аннотацияси)

Диссертация мавзусининг долзарблиги ва зарурати. Жаҳонда мустаҳкам, рақобатбардош, мукаммал машина ва қурилмалар кашф қилиш негизида техника, транспорт воситалари, технологиялар ва маҳсулот ишлаб чиқаришнинг жадал ўсишига эришиш муҳим вазифалардан бири ҳисобланмоқда. Янги авлод машина ва қурилмаларини яратишда ҳар хил физик-механик хусусиятли механизм ва қурилмалар қисмларининг ўзаро таъсирининг самараларига асосланиб конструктив ечимларни оптималлаштириш алоҳида ўрин эгалламоқда. Бу йўналишда АҚШ, Германия, Россия, Исроил, Жанубий Корея, Хитой ва бошқа саноати ривожланган мамлакатларда машина ва қурилмалар мустаҳкамлиги ва рақобатбардошлигининг ўсиб боришига эришиш учун улар қурилмаларининг қулай ва самарадор бўлишини таъминлашга, уларнинг эксплуатация муддатларини оширувчи конструктив ечимлар ишлаб чиқишга, тежамкор, техник ва технологик жиҳатдан оптимал қурилмалардан ташкил топган техника воситаларини жорий этишга алоҳида эътибор қаратилмоқда.

Жаҳонда машина ва қурилмаларни вибрация ва барқарор бўлмаган тебранишлардан ҳимоя қилишда улар таркибидаги жисмларнинг қовушқоқ-эластиклик хусусиятларини эътиборга олган ҳолда амплитуда-частота характеристикалари (АЧХ) ва кучланганлик-деформацияланганлик ҳолатлари (КДХ) ни баҳоловчи самарали услубларни ишлаб чиқишга алоҳида эътибор қаратилмоқда. Ушбу соҳада, жумладан, машина ва қурилмалар элементларининг мустаҳкамлиги ва турғунлигини таъминлаш мақсадида қаттиқ жисмлардан ҳосил қилинган қовушқоқ-эластик механик системалар тебранишлари назариясини ривожлантириш, машина ва қурилмалар элементларининг АЧХ ва КДХ ни баҳолашнинг самарали услубларини ҳамда ҳисоблаш алгоритм ва дастурларини ишлаб чиқиш каби йўналишларда мақсадли илмий тадқиқотларни амалга ошириш, шу билан бир қаторда машина ва қурилмалар динамик характеристикалари ва ҳолатларини баҳолашнинг услубларини ишлаб чиқиш муҳим муаммолардан бири ҳисобланади.

Республикада автомобил ва қишлоқ хўжалиги машиналарини ишлаб чиқаришга, замонавий, тежамкор, рақобатбардош техника ва технологияларни лойиҳалаш ва жорий этишга алоҳида эътибор қаратилмоқда. 2017-2021 йилларда Ўзбекистон Республикасини янада ривожлантириш бўйича Ҳаракатлар стратегиясида “...миллий иқтисодиётнинг рақобатбардошлигини ошириш, қишлоқ хўжалигини модернизация қилиш ва жадал ривожлантириш, ...ҳудудлар, туман ва шаҳарларни комплекс ва мутаносиб ҳолда ижтимоий-иқтисодий тараққий эттириш, инвестициявий муҳитни яхшилаш орқали мамлакатимиз иқтисодиёти тармоқлари ва ҳудудларига хорижий сармояларни фаол жалб этиш”¹ муаммолари қўйилган. Бу каби

¹ Ўзбекистон Республикаси Президентининг 2017 йил 7 февралдаги ПФ-4947-сонли “Ўзбекистон Республикасини янада ривожлантириш бўйича Ҳаракатлар стратегияси тўғрисидаги” Фармони //Ўзбекистон Республикасининг қонун ҳужжатлари тўплами.-2017 йил.-6-сон.

муҳим муаммоларни ечиш ва уларни ҳаётга жорий этишда машина ва қурилмалар таркибидаги конструкцияларнинг қовушқоқ-эластиклик хусусиятларини ҳисобга олган ҳолда қаттиқ жисмлардан ҳосил қилинган қовушқоқ-эластик механик системалар ҳаракатлари назариясини ривожлантириш, машина ва ускуна таркибига кирган қурилмаларнинг ҳаракатлари динамикасини тадқиқ қилиш, уларни ҳар хил ташқи юкланишлар таъсирида вужудга келадиган вибрация ва барқарор бўлмаган тебранишлардан ҳимоя қилиш услубларини, алгоритм ва ҳисоблаш дастурларини ишлаб чиқиш муҳим муаммолардан бири ҳисобланади.

Ўзбекистон Республикаси Президентининг 2017 йил 7 февралдаги ПФ-4947-сонли “Ўзбекистон Республикасини янада ривожлантириш бўйича Ҳаракатлар стратегияси тўғрисида” ги, 2017 йил 1 июндаги ПФ-5066-сонли “Фавқулодда вазиятларни олдини олиш ва уларни бартараф этиш тизими самарадорлигини тубдан ошириш чора-тадбирлари тўғрисида” ги Фармонлари, 2017 йил 9 августдаги ПҚ-3190-сонли “Ўзбекистон Республикаси ҳудуди ва аҳолисининг сейсмик хавфсизлиги, сейсмик чидамли қурилиш ва сейсмология соҳасида илмий тадқиқотлар ўтказишни янада ривожлантириш чора-тадбирлари тўғрисида” ги, 2017 йил 14 октябрдаги ПҚ-3309-сонли “Автомобил йўллари кўприklarини, йўл ўтказгичлар ва бошқа сунъий иншоотларни қуриш ҳамда фойдаланишни ташкил этиш тизимини такомиллаштириш тўғрисида” ги Қарорлари ҳамда мазкур фаолиятга тегишли бошқа меъёрий-ҳуқуқий ҳужжатларда белгилаб берилган вазифаларни амалга оширишга ушбу диссертация тадқиқоти муайян даражада хизмат қилади.

Тадқиқотнинг республика фан ва технологиялари ривожланишининг устувор йўналишларига мослиги. Мазкур тадқиқот Ўзбекистон Республикаси фан ва технологиялари ривожланишининг IV. “Математика, механика, иншоотлар сейсמודинамикаси ва информатика” устувор йўналиши доирасида бажарилган.

Диссертациянинг мавзуси бўйича хорижий илмий тадқиқотлар шарҳи². Қаттиқ жисмлардан ҳосил қилинган қовушқоқ-эластик механик системаларнинг тебранишлари назарияси ва ҳисоблаш усулларини такомиллаштиришга қаратилган илмий тадқиқотлар жаҳоннинг етакчи илмий марказлари ва олий таълим муассасаларида кенг қамровда олиб борилмоқда. Жумладан: Evanston North-east university, Cornell university, Texas university,

² Диссертация мавзуси бўйича хорижий илмий-тадқиқотлар шарҳи: <http://educationbro.com/ru/universities/usa/cornell-university/>, <https://www.sgu.ru/research/napravleniya-nauchnyh-issledovaniy-sgu>, https://miem.hse.ru/Sysem_of_control_of_dynamic_objects, <https://center-ua.com/severo-zapadnyj-uni-versitet/>, <https://www.cambridge.org/core/journals/journal-of-mechanics>, http://www.imash.ru/about/schools/school_rabotnov/, <https://www.msu.ru/science/sschool.html>, http://scholarsmine.mst.edu/masters_theses; <https://por-tal.issn.org/resource/issn/>, http://www.scirp.org/Journal_Home.aspx/Issue_ID=9470, <http://www.dissercat.com/cata-log/fiziko-matematicheskie-nauki>, <http://mtt.ipmnet.ru/en/Issues.php/y=2018&n=1>, <http://studychina.ru/education/shanhajskij-universitet-shanghai-university/>, <http://www.univerrating.ru/college.asp?id=40>, <https://www.education-index.ru/university-search/univer-sity-of-texas-at-austin/>, <https://www.educationindex.ru/university-search/ohio-university/> ва бошқа манбалар асосида фойдаланилган.

Ohio university (AQSH); Oxford university (Angliya); P. Gandi nomiдаги техника университети, Канпур технологик университети (Хиндистон); Техрон университети (Эрон); Москва давлат авиация институти, Урал ўрмон техникаси давлат университети, Томск политехника университети, Пенза давлат университети, Москва электрон машиналар қурилиши институти (техника университети), Пермь давлат университети, Москва давлат университети, Фанлар академиясининг машинашунослик институти, Фанлар академиясининг Новосибирск бўлими (Россия); Украина Гидромеханика институти, Украина миллий Фанлар академияси (УМФА), С.П. Тимошенко номидаги механика институти (Украина); Беларусь давлат университети (Беларусь); Озарбайжон миллий фанлар академиясининг «Физика ва математика» бўлими (Озарбайжон); А. Яссавий номидаги Қозоқ-турк халқаро университети (Қозоғистон); Рио-де-Жанейро католик университети (Бразилия); ЎзР ФА Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институти, Тошкент давлат техника университети (Ўзбекистон) да.

Қаттиқ жисмлардан ҳосил қилинган қовушқоқ-эластик механик системалар эркин ва мажбурий тебранишлари назариясини ривожлантириш ва ҳисоблаш услубларини ишлаб чиқиш бўйича жаҳонда олиб борилаётган илмий тадқиқотлар натижасида жумладан қуйидаги илмий натижалар олинган: актив демпферлаш элементларидан фойдаланиб кўчиш ва кучланиш амплитудаларини баҳоловчи услублар яратилган (Новосибирск давлат университети, Россия; Washington university, AQSH; Paris university, Франция); механик система элементларининг эркин ва мажбурий тебранишлари масалаларини ечиш услублари ишлаб чиқилган (Москва электрон машиналар қурилиши институти, Пермь давлат университети, Россия; P. Gandi номидаги техника университети, Канпур технологик университети, Хиндистон); уч қатламли пластиналарнинг қовушқоқ-эластиклик хоссаларини ҳисобга олган ҳолда динамик характеристикаларни ҳисоблаш услублари ишлаб чиқилган (Беларусь давлат транспорт университети, Белоруссия); Қозоқ-турк халқаро университети, Қозоғистон); машина ва қурилмалар элементларининг реологик хоссаларини ҳисобга олган ҳолда паст частоталарда уларни тебраниш ва вибрациялардан актив ҳимоялаш услублари ишлаб чиқилган (Hawaii university, AQSH; Новосибирск давлат университети, Иркутск техника университети, Россия; Osaka university, Япония); пластина (ёки қобик) лар пакетининг эркин ва мажбурий тебранишлари масалаларини ечиш услублари ишлаб чиқилган (Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институти, Тошкент ирригация ва қишлоқ хўжалигини механизациялаш муҳандислари институти, Самарқанд давлат университети, Бухоро муҳандислик-технология институти, Ўзбекистон).

Жаҳонда қаттиқ жисмлардан ҳосил қилинган механик системаларнинг АЧХ га ва КДХ га система элементларининг реологик хоссалари турлича бўлган материаллардан ташкил топганлигининг, геометрик ўлчамларнинг, йиғилган массалар ва нуқтавий боғланишларнинг таъсирини баҳолаш юзасидан самарали услублар ишлаб чиқиш бўйича бир қатор, жумладан

қуйидаги устувор йўналишлар бўйича тадқиқотлар олиб борилмоқда: деформацияланувчан қаттиқ жисмлар тебранишлари динамикаси назариясини қаттиқ жисмлардан ҳосил қилинган ўзаро деформацияланувчан элементлар воситасида боғланган қовушқоқ-эластик механик системаларга қўллаш ҳисобига такомиллаштириш; гармоник ёки импульсли (ностационар) юкланишлар таъсирида нуқтавий боғланишларга эга бўлган йиғилган массали пластина (қобик) лардан ҳосил қилинган механик системаларнинг эркин ва мажбурий тебранишларини, шунингдек, КДХ ни ҳисоблаш услублари ва дастурларини ишлаб чиқиш; механик система элементлари материалнинг реологик хусусиятлари, геометрик ўлчамлари ва чегарадаги шартлари таъсирини баҳолаш муаммоларини ечишнинг самарали услубларини ишлаб чиқиш; қаттиқ жисмлардан ҳосил қилинган механик системани турли тебранишлардан актив ҳимоялаш учун актив виброҳимоя системаларини ифодаловчи моделларни ишлаб чиқиш ҳамда уларнинг система турғунлигини ифодаловчи геометрик ва физик-механик параметрларини аниқлаш услубларини такомиллаштириш.

Муаммонинг ўрганилганлик даражаси. Дунёда машина ва қурилмалар элеменларининг КДХ ни ва АЧХ ни баҳолаш бўйича тадқиқотлар олиб борилган. Улар томонидан ишлаб чиқилган кўрсатма ва тавсиялар конструкторлик бюроларига янги машина ва ускуналарни яратиш учун тавсия этилган. Янги авлод машина ва қурилмаларни тадқиқ қилиш, лойиҳалаш ва ҳисоблаш муаммоларининг методологик асослари қатор олимлар тадқиқотларида кўриб чиқилган. Жумладан: И.И. Артоболевский, К.В.Фролов, Р.Ф.Ганиев, М.Д.Генкин, В.Л.Вейц, I.I.Wulfson, Я.Г.Пановко, К.С.Колесников, Н.И.Левитский, J.S. Snoudon, J.P.Dan-Gartog, М.А.Колтунов, В.П. Майборода, А.С.Кравчук, И.Е.Трояновский, А.П. Филиппов, С.П.Тимошенко ва бошқалар. Бу тадқиқотларда машина ва қурилмалар фақатгина тизимли таҳлил ва бошқариш назарияси нуқтаи-назаридан ўрганилган.

В.Г. Ивченко, К. И. Билибин, А. И. Власов, Л. В. Журавлев, А.В. Лысенко, И.П. Норенков, Н.К. Юрков каби олимларнинг тадқиқотлари назарий ишланмаларнинг ҳар хил татбиқларига, жумладан, робототехника динамикасига, механизм ва машиналар динамикасига, ташқи юкланишлар таъсиридаги техник объектлар технологик жараёнларининг ҳисоби ва мустаҳкамлигини оширишга бағишланган.

Машина ва қурилмаларни ҳар хил тебранма ҳаракатлар негатив таъсиридан ҳимоялаш услубларини ишлаб чиқиш ва уларни ҳисоблаш услубларини такомиллаштириш бўйича С.В. Елисеев, Л.Н. Волков, В.П. Кухаренко, Ш.П.Алимухамедов, К.А.Каримов, А. И.Каримов, А.А. Ризаев, Ғ.О. Баходиров, Н.В.Адилов, М.М.Мирсаидов, Ш.О.Худойназаров, О.М.Дусматов ва бошқалар шуғулланишган.

Шу билан бир қаторда, ҳозирга қадар қовушқоқ-эластик механик системалар сифатида фаол ва пассив виброҳимоя тизимлари масалаларининг назарий асослари, ечиш усуллари тўлалигича ишлаб чиқилмаган, назарий масала математик жиҳатдан қўйилмаган, сонли натижалар олиш учун ечиш

усуллари ва алгоритмлар тўла ишлаб чиқилмаган. Қовушқоқ-эластик механик системалар учун ядрони ва унинг реологик параметрларини танлаш, уларнинг частотага ва демпферлаш коэффициентига таъсири муаммолари етарли даражада ўрганилмаган.

Диссертация тадқиқотининг диссертация бажарилган олий таълим муассасасининг илмий-тадқиқот ишлари режалари билан боғлиқлиги. Диссертация тадқиқоти Бухоро муҳандислик-технология институти илмий-тадқиқот ишлари режасининг № Ф-126-«Математическое моделирование собственных колебаний криволинейных труб с протекающей жидкостью» (2006–2008) ва №Ф-4-14-«Развитие теории и разработка методов исследования динамического напряженно-деформированного состояния криволинейных участков тонкостенных подземных трубопроводов с протекающей жидкостью при воздействии динамических нагрузок» (2012–2016) мавзуларидаги лойиҳалари доирасида бажарилган.

Тадқиқотнинг мақсади: гармоник (ёки стационар бўлмаган) юкланишлар таъсиридаги йиғилган массали, нуқтавий таянчли юпқа деворли пластина ва қобиклардан ташкил топган диссипатив механик системалар тебранишлари назариясини бошқаришни ҳисобга олган ҳолда аналитик ва сонли таҳлил қилишнинг назарий асосларини ишлаб чиқишдан иборат.

Тадқиқотнинг вазифалари:

гармоник (ёки стационар бўлмаган) юкланишлар таъсиридаги йиғилган масса ва нуқтавий боғланишларга эга бўлган юпқа деворли пластиналар ва қобиклардан ҳосил қилинган қовушқоқ-эластик механик системалар тебранма ҳаракатини пассив ва актив бошқариш муаммосининг математик қўйилиши, ечиш услублари, алгоритм ва дастурларини ишлаб чиқиш;

комплекс частоталар (ҳақиқий ва мавҳум қисмлари) модасининг диссипатив механик система элементларининг геометрик ўлчамлари ва физик-механик параметрларига боғлиқ равишда ўзгаришини қиёсий баҳолаш, шунингдек, йиғилган массали ва нуқтавий боғланишли юпқа деворли пластина ва қобиклардан ҳосил қилинган қовушқоқ-эластик механик системалар тебранма ҳаракатлари учун олинган натижаларнинг ишончилигини асослаш;

механик системанинг эркин ва мажбурий тебранма ҳаракатларини пассив ва актив бошқаришни эркинлик даражаси чекли ва санокли бўлган бир жинслимас (ёки бир жинсли) қовушқоқ-эластик система сифатида тадқиқ қилиш услубларини ишлаб чиқиш;

сервобоғланиш реакциялари структурасини излаш назариясини қўллаб механик система (актив бошқарув системалари) нинг резонанс режимларини бошқариш назариясини ишлаб чиқиш;

актив бошқариш мақсадини амалга ошириш услубини ишлаб чиқиш;

олинган янги илмий натижалар ва самаралар негизида улардан фойдаланиш бўйича амалий кўрсатмалар ва тавсиялар ишлаб чиқиш.

Тадқиқотнинг объекти сифатида йиғилган массали ва нуқтавий боғланишли қовушқоқ-эластик пластиналар ва қобиклар, каттик жисмлар, амортизаторлар олинган.

Тадқиқотнинг предмети йиғилган массали ва нуқтавий боғланишлари бўлган юпка деворли пластина (қобик) лардан ҳосил қилинган қовушқоқ механик системаларни ифодаловчи моделлар, улар параметрларининг ўзгариш қонунлари, ташқи гармоник ва стационар бўлмаган юкланишлар таъсирида бўлган қаттиқ жисмлардан ҳосил қилинган қовушқоқ-эластик механик система назарияси, уларни ҳисоблаш услублари, алгоритм ва дастурлари ташкил этади.

Тадқиқотнинг усуллари. Тадқиқотларда эластиклик назарияси усуллари, қовушқоқ – эластиклик назарияси, назарий механика усуллари, математик анализ ва математик физика усуллари, сонли усуллар, математик моделлаштириш усуллари, алгоритмлаштириш ва сервобоғланишли механик системалар динамикаси усуллари қўлланилган.

Тадқиқотнинг илмий янгилиги:

қаттиқ жисмлардан ҳосил қилинган қовушқоқ-эластик механик системалар динамикаси масалаларининг (пассив ва актив бошқариш) назарияси системага йиғилган массалар, нуқтавий боғланишлар қўйилганда ҳар хил чегаравий шартларини ҳисобга олган ҳолда умумлаштирилган;

механик системанинг турғунлигини ҳисобга олган ҳолда сервобоғланиш реакция кучлари структурасини қидириш алгоритминини қовушқоқ-эластик механик системаларга қўллаб энергия интенсификациясини актив бошқариш услуби ишлаб чиқилган;

механик системанинг қовушқоқ-эластиклигини ҳисобга олган ҳолда қаттиқ ва деформацияланувчан жисмлардан ҳосил қилинган қовушқоқ-эластик механик системанинг энергиянинг энг катта сўндириш қобилиятини таъминловчи параметрларини аниқлаш услуби ишлаб чиқилган;

механик системанинг қовушқоқ-эластиклик хусусиятларини ифодаловчи параметрларни ва геометрик ўлчамларни танлаш ҳисобига резонанс тебранма ҳаракатлар амплитудасини камайтириш услублари ишлаб чиқилган;

электромеханик рақамли кузатувчи система қуриш орқали актив бошқариш мақсадини амалга ошириш услуби ишлаб чиқилган;

муайян ораликда механик системанинг қовушқоқ-эластиклигини ҳисобга олган ҳолда иккинчи глобал форманинг ўзгармаслик эффекти система геометрик ва физик-механик параметрларининг баъзи қийматларида аниқланган.

Тадқиқотнинг амалий натижалари қуйидагидан иборат:

йиғилган массали ва нуқтавий боғланишларга эга бўлган юпка пластиналар (қобиклар) пакетидан ҳосил қилинган қовушқоқ-эластик механик системалар тебранма ҳаракатлари динамикаси амалий муаммоларини ечиш услублари ишлаб чиқилган;

фундаментал базис функциялар услубига кўра системага қўйилган йиғилган массалар ва нуқтавий боғланишларни ҳисобга олган ҳолда қаттиқ жисмлардан ҳосил қилинган қовушқоқ-эластик механик системалар эркин тебранма ҳаракатларини тўла сўндириш услублари ишлаб чиқилган;

йиғилган массали ва нуқтавий боғланишларга эга бўлган юпқа пластиналар (қобиқлар) пакетидан ҳосил қилинган қовушқоқ-эластик механик системалар энергия сўнишининг интенсивлик соҳаларини аниқлаш услублари ишлаб чиқилган;

фундаментал базис функциялар услубини қўллаб системага қўйилган йиғилган массалар ва нуқтавий боғланишларни ҳисобга олган ҳолда қаттиқ жисмлардан ҳосил қилинган қовушқоқ-эластик механик системалар резонанс амплитудаларини камайтириш (бир неча мартага) услуби ишлаб чиқилган;

электромеханик рақамли кузатувчи системаси куриш орқали актив бошқариш мақсадини электромеханик кучлар ёрдамида амалга ошириш услуби ишлаб чиқилган;

гармоник юкланишлар қўйилган йиғилган массали ва нуқтавий боғланишларга эга бўлган юпқа пластиналар (қобиқлар) пакетидан ҳосил қилинган қовушқоқ-эластик механик системалар тебранма ҳаракатлари динамикаси амалий масалаларини ечиш услублари, алгоритм ва дастурлари ишлаб чиқилган.

Тадқиқот натижаларининг ишончлилиги. Тадқиқот натижаларининг ишончлилиги эластиклик назарияси, қовушқоқ – эластиклик назарияси, назарий механика, математик анализ, математик физика курслари услубларини қўллаш ва математик амалларнинг қатъийлиги орқали муаммоларнинг тўғри қўйилиши ҳамда қаттиқ жисмлардан ҳосил қилинган қовушқоқ-эластик механик системалар тебранма ҳаракатлари динамикаси назариясининг ҳисоблаш услублари ва аниқ ҳисоб услублари бўйича олинган натижаларни ўзаро таққослаш натижалари орқали изоҳланади.

Тадқиқот натижаларининг илмий ва амалий аҳамияти. Тадқиқот натижаларининг илмий аҳамияти қаттиқ жисмлардан ҳосил қилинган қовушқоқ-эластик бошқарилувчи механик системалар тебранма ҳаракатлари динамикаси назариясини система таркибига кирган абсолют қаттиқ жисмларни ҳисобга олган ҳолда умумлаштирилганлиги ва ҳисоблаш услублари ишлаб чиқилганлиги, қаттиқ жисмлардан ҳосил қилинган қовушқоқ-эластик механик системаларнинг эркин ва мажбурий тебранма ҳаракатлари масалаларини ҳал этиш услублари, алгоритм ва дастурлар ишлаб чиқилганлиги ҳамда уларни қўллаб олинган натижаларнинг назарий натижаларга қониқарли равишда яқинлиги орқали изоҳланади.

Тадқиқот натижаларининг амалий аҳамияти машина ва қурилмаларнинг модели, қаттиқ жисмлардан ҳосил қилинган қовушқоқ-эластик механик системаларнинг гармоник ва стационар бўлмаган динамик юкламалар таъсиридаги эркин ва мажбурий тебранма ҳаракатлари масалаларини системанинг қовушқоқ –эластиклик характеристикаларини ва геометрик ҳамда физик–механик кўрсаткичларини ҳисобга олган ҳолда **ҳал этиш**нинг сонли услублари, алгоритм ва дастурлари замонавий машина ва қурилмаларни лойиҳалашда улар элементларининг оптимал кўрсаткичларини аниқлаш ва баҳолаш орқали изоҳланади.

Тадқиқот натижаларининг жорий қилиниши. Қаттиқ жисмлардан ташкил топган диссипатив механик системалар тебранишлари назариясини ривожлантириш бўйича ишлаб чиқилган ҳисоблаш усуллари, алгоритм ва дастурлар бўйича олинган натижалар асосида:

механик системани ташкил этувчи элементлар турли физик-механик характерли материаллардан ташкил топганлигини (диссипатив бир жинслимас система) таъминлаш усули 294Г12-370/25-56М1 компрессор газ қайта ҳайдаш қурилмасининг амплитудасини пасайтириш учун қурилмани ўрнатиш жараёнига жорий этилган («Ўзтрансгаз» акциядорлик жамиятининг 2018 йил 14 августдаги 02-10-1702/6364-сон маълумотномаси). Илмий натижанинг қўлланиши иншоотнинг мустаҳкамлик захирасини 1,5 мартага ошириш имконини берган;

диссипатив бир жинслимас механик системалар резонанс амплитудасини пасайтириш усули роторининг виброқўчишлари кўлами частотанинг ишчи диапазони $66,25, \dots, 92,75 \text{ с}^{-1}$ ва 60 мкм дан катта бўлмаганда 294Г12-370/25-56М1 компрессор газ қайта узатиш агрегати резонанс амплитудаси ва шовқинини камайтириш учун динамик ҳисоб ишларига жорий этилган («Ўзтрансгаз» акциядорлик жамиятининг 2018 йил 14 августдаги 02-10-1702/6364-сон маълумотномаси). Илмий натижанинг қўлланиши газ қайта ҳайдаш агрегати резонанс амплитудасини 1,6 мартага камайтириш имконини берган;

қаттиқ жисмлардан ташкил топган диссипатив бир жинслимас механик системалар динамикаси масалаларини ечишнинг усуллари «Дельта робот динамикасини математик, компьютер ва табиий моделлаштириш» хорижий грантида эркин ва мажбурий тебранишларни системанинг геометрик ва физик-механик параметрларига, шунингдек чегаравий шартларга боғлиқ равишда аниқлашда фойдаланилган (Москва давлат озиқ-овқат университетининг 2018 йил 21 июндаги маълумотномаси). Илмий натижанинг қўлланиши юклама остида ва юкламасиз манипуляторнинг ушлаб олишини сонли моделлаштириш имконини берган;

энергия диссипациясининг интенсив бўлиши эффекти ва бу интенсивлик соҳасини аниқлаш усули Ф-4-23 рақамли «Эластиклик назариясининг динамик масаласи уч ўлчамли бўлак-бўлак жинслардан иборат бўлган узлуксиз ярим фазода ҳаракатланувчи юкдан ҳосил бўладиган тўлқинларнинг тарқалишини тадқиқ қилиш» фундаментал лойиҳада (2012-2016) уч ўлчамли диссипатив бўлак-бўлак жинслардан иборат бўлган узлуксиз ярим фазода ҳаракатланувчи юкдан ҳосил бўладиган тўлқинларнинг диссипацияси билан боғлиқ масалаларни ҳал этишда фойдаланилган (Ўзбекистон Республикаси Олий ва ўрта махсус таълим вазирлигининг 2018 йил 4 июлдаги 89-03-2516-сон маълумотномаси). Илмий натижанинг қўлланиши уч ўлчамли диссипатив бўлак-бўлак жинслардан иборат бўлган узлуксиз ярим фазода ҳаракатланувчи юкдан ҳосил бўладиган тўлқинларнинг диссипацияси юқори

бўладиган соҳаларда тўлқин амплитудаларини интенсив сўндириш имконини яратган.

Тадқиқот натижаларининг апробацияси. Мазкур тадқиқот натижалари 12 та халқаро ва 21 та республика миқёсидаги илмий- техника ва илмий-амалий конференцияларда муҳокамадан ўтказилган.

Тадқиқот натижаларининг эълон қилинганлиги. Диссертация мавзуси бўйича жами 57 та илмий иш чоп этилган, жумладан, 4 та монография, Ўзбекистон Республикаси Олий аттестация комиссиясининг фан доктори (DSc) диссертациялари асосий илмий натижаларини чоп этиш тавсия этилган илмий нашрларда 12 та мақола, жумладан 3 таси республика ва 9 таси хорижий илмий журналларда нашр этилган.

Диссертациянинг тузилиши ва ҳажми. Диссертация иши кириш, олтита боб, хулоса, фойдаланилган адабиётлар рўйхати ва иловадан иборат. Диссертациянинг ҳажми 197 бетни ташкил қилади.

ДИССЕРТАЦИЯНИНГ АСОСИЙ МАЗМУНИ

Кириш қисмида диссертация мавзусининг долзарблиги ва зарурати асослаб берилган, тадқиқотнинг мақсади ва вазифалари, объекти ва предмети шакллантирилган. Тадқиқотнинг Ўзбекистон Республикаси фан ва технологиялар ривожланишининг устувор йўналишларига мувофиқлиги кўрсатилган, илмий янгилиги ва амалий натижалари баён этилган. Олинган натижаларнинг ишончлилиги асосланган, уларнинг илмий ва амалий аҳамияти ёритилган. Тадқиқот натижаларининг амалиётга жорий этилиши, ишнинг апробацияси, чоп этилган ишлар, диссертация тузилиши ва ҳажми бўйича маълумотлар келтирилган.

Диссертациянинг **“Чекли сондаги жисмлардан ҳосил қилинган диссипатив бир жинслимас механик системаларнинг тебранишлари тўғрисида”** деб номланган биринчи бобида чекли сондаги қаттиқ жисмлардан ҳосил қилинган қовушқоқ-эластик механик системанинг тебранишларига доир адабиётларнинг қисқача таҳлили, шунингдек, сервобоғланишларни қўллаган ҳолда системага таъсир этаётган кучларни компенсациялаш масалалари тўғрисидаги таҳлил келтирилган.

Диссертациянинг **“Чизиқли диссипатив механик системалар масалаларининг умумий математик қўйилиши ва ечиш усуллари”** деб номланган иккинчи бобида қаттиқ жисмлардан ҳосил қилинган қовушқоқ-эластик механик системанинг асосий муносабатлари, деформацияланиш қонунлари қисқача баён этилган, деформацияланувчан ва қаттиқ жисмлардан ҳосил қилинган қовушқоқ-эластик механик системалар материалининг реологик характерларини ҳисобга олган ҳолда тебранма ҳаракатларини тадқиқ қилиш муаммосининг математик қўйилиши, ечиш услублари ва алгоритми ишлаб чиқилган.

Ўзаро S та қовушқоқ-эластик элементлар орқали боғланган, N та қаттиқ ва K та деформацияланувчан жисмлардан ҳосил қилинган механик система пассив ва актив бошқаришларни ҳисобга олган ҳолда таҳлил қилинган. Системанинг деформацияланувчан жисмлари қовушқоқ-эластик

материаллардан тайёрланган. Қовушқоқ-эластик материалларнинг физик характерлари Больцман-Вольтерранинг интеграл ядроли чизикли ирсий ифодалари орқали ёзилган. Агар ташқи таъсирлар бўлмаса, системанинг сўнувчи хусусий тебранма ҳаракатлари, ташқи таъсирлар бўлганида эса мажбурий тебранма ҳаракатлар қаралган.

Асосий муаммо-системанинг қовушқоқ-эластиклик характерларини ва унинг КДХ ни тадқиқ қилишдан иборат.

Деформацияланувчан элементлар учун кучланиш ва деформация қуйидагича кўринишда боғланган:

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

$$\bar{\lambda}_n = \lambda_{0n} [1 - \Gamma_{\lambda n}^c(\omega_R) - i\Gamma_{\lambda n}^s(\omega_R)], \quad \bar{\mu}_n = \mu_{0n} [1 - \Gamma_{\mu n}^c(\omega_R) - i\Gamma_{\mu n}^s(\omega_R)].$$

Бунда

$$\Gamma_{\lambda n}^c(\omega_R) = \int_0^{\infty} R_{\lambda n}(\tau) \cos \omega_R \tau d\tau, \quad \Gamma_{\mu n}^c(\omega_R) = \int_0^{\infty} R_{\mu n}(\tau) \cos \omega_R \tau d\tau,$$

$$\Gamma_{\lambda n}^s(\omega_R) = \int_0^{\infty} R_{\lambda n}(\tau) \sin \omega_R \tau d\tau, \quad \Gamma_{\mu n}^s(\omega_R) = \int_0^{\infty} R_{\mu n}(\tau) \sin \omega_R \tau d\tau,$$

ядро релаксациясининг Фурье косинус ва синус тасвирлари; ω_R - ҳақиқий частота. Ҳисоблашларда уч ўзгарувчили Колтунов-Ржаницин релаксация ядроси

$$R_{\lambda n}(t) = R_{\mu n}(t) = R_n(t) = A_n e^{-\beta_n t} / t^{1-\alpha_n}$$

ва Работнов ядроси қўлланилган:

$$\tilde{E}_n = E_n (1 - \Gamma_n^*); \quad \tilde{\nu}_n = \nu_n + \frac{1 - 2\nu_n}{2} \Gamma_n^*; \quad \Gamma_n^* f(t) = m_n \int_{-\infty}^t \mathcal{D}_{-1/2}^{(n)}(-\beta_n, t - \tau) f(\tau) d\tau,$$

бу ерда E_n ва ν_0 - Юнг модули ва Пуассон коэффициентининг оний қийматлари; m_n , β_n - материал характеристикалари. Интеграл оператор ядроси сифатида Работновнинг каср-экспоненциал функцияси қўлланилган:

$$m_n \mathcal{D}_{-1/2}^{(n)}(-\beta, t) = m_n t^{-1/2} \sum_{j=0}^{\infty} \frac{(-\beta_n)^j t^{j/2}}{\Gamma[(j+1)/2]},$$

бу ерда $\Gamma(j) = \int_0^{\infty} y^{j-1} \exp(-y) dy$ - гамма-функция ва $\nu \neq const$.

Системанинг эркин ва мажбурий тебранма ҳаракатлари масаласининг қўйилишида мумкин бўлган кўчиш принципи қўлланилган:

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

бу ерда

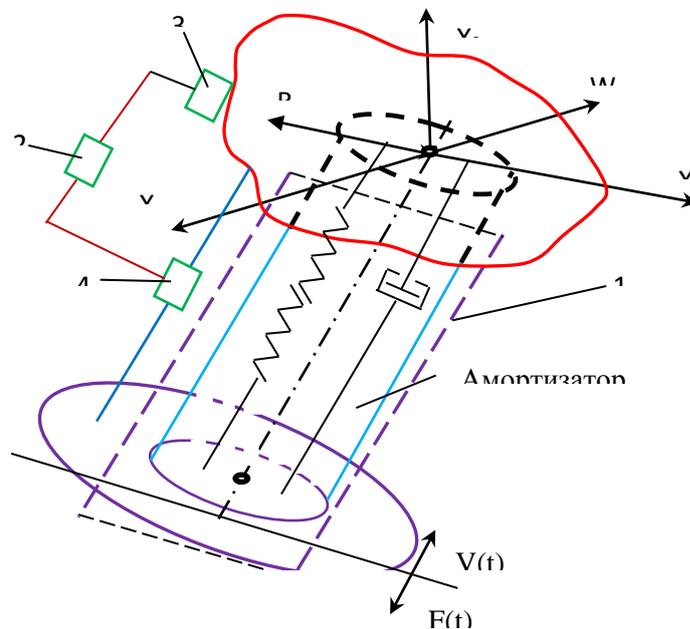
$$\delta A_{\sigma} = - \sum_{n=1}^{S_2} \int_{V_n} \sigma_{ij} \delta \varepsilon_{ij} dV - \sum_{e=1}^{S_1} \Gamma_e \delta \Delta e;$$

$$\delta A_u = - \sum_{n=1}^{S_a} \int_{V_n} \rho_n \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial t^2} \delta \bar{u} dV - \sum_{k=1}^n m_k \frac{d^2 \bar{u}}{dt^2} \delta \bar{u}_k - \sum_{k=1}^n I_k \frac{d^2 \bar{\varphi}}{dt^2} \delta \bar{\varphi}_k;$$

$$\delta A_F = \sum_{n=1}^{S_2} \int_{E_n} \bar{f}_p \delta \bar{u} dE - \sum_{n=1}^{S_1} \int \rho_n \bar{f}_n \delta \bar{u} dV + \sum_{n=1}^{N_1} \int \bar{F}_n \delta \bar{u}_n + \sum_{k=1}^{N_1} \int \bar{M}_k \delta \bar{\varphi}_k \quad ,$$

δA_{pa} - бошқарувчи (пондеромотор) кучлар ишининг вариацияси; $\delta \varepsilon_{ij}$, $\delta \nabla e$ – тарқалган ва чизикли йиғилган элементлар деформациялари вариациялари; ρ_n – n - деформацияланувчан элемент зичлиги; m_k – k - қаттиқ жисм массаси; $\bar{u}, \bar{u}_n, \delta \bar{u}, \delta \bar{u}_n$ – кўчиш векторлари ва уларнинг вариациялари; \bar{f}_p – сирт кучлари зичликлари; V_n, E_n – n - элемент ҳажми ва сирти юзаси; I_n – n - қаттиқ жисм инерция моменти тензори; \bar{F}_n, \bar{M}_k – кучлар бош вектори ва бош моменти.

Агар механик система массасиз деформацияланувчан элементлар орқали бир-бирига боғланган N та массадан иборат бўлса (1-расм), у ҳолда механик система Лагранж тенгламалари орқали қуйидаги кўринишда тасвирланади:



1-расм. Ҳисоб схемаси.

1- амортизатор; 2-узатгич; 3-ўзгартиргич; 4-бажарувчи қурилма

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} = \frac{\partial \Pi}{\partial q_j} + Q_j + R_j^{(2)}(v) \\ T_s \frac{\partial v}{\partial t} + v = A \cdot u \end{cases}, \quad (j=1,2,3,\dots), \quad (2)$$

бу ерда T ва Π – кинетик ва потенциал энергия; q_j – умумлашган координата; Q_j – умумлашган куч; A – $(m \times n)$ ўлчовли матрица; $R_j^{(2)}(v)$ – умумлашган бошқарувчи кучлар; T_s – кечикиш коэффициентлари матричаси; v, u – бошқариш параметрлари.

Агар вазияти q_1, \dots, q_n , умумлашган координаталар билан аниқланган механик системага

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

кўринишидаги фаол бошқарув мақсадлари (сервобоғланишлар) кўйилган бўлса, (А)-кўчишлар усулини қўллаб, боғланиш кўпайтувчилари катнашган тенгламалар олинган:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i + \sum_{\theta_i=1}^a \lambda_{\theta_i} a_{\theta_i}^* \quad , \quad (i=1, \dots, n) \quad ,$$

бу ерда $R_i^2 = \sum_{\theta_i=1}^a \lambda_{\theta_i} a_{\theta_i}^*$ - фаол бошқариш мақсадлари (сервобоғланишлар) реакция кучлари.

Агар вазияти q_1, \dots, q_n , умумлашган координаталар билан аниқланган механик системага

$$\begin{cases} \Phi_{\alpha}(t, q_1, \dots, q_n) = 0 \quad , \quad (\alpha = 1, \dots, a) \quad , \\ \Psi_{\gamma}(t, q_1, \dots, q_n, \dot{q}_1, \dots, \dot{q}_n) = 0 \quad , \quad (\gamma = 1, \dots, c) \quad , (a + c = \kappa) \end{cases}$$

кўринишидаги фаол бошқарув мақсадлари (сервобоғланишлар) кўйилган бўлса, Аппель тенгламалари кўринишидаги тенгламалар олинган

$$\frac{\partial S}{\partial \dot{e}_v} = Q_v + R_v^{(2)} \quad , \quad (v=b+1, \dots, n)$$

бу ерда S – тезланишлар энергияси, e_v -тезлик параметрлари.

Айтайлик, чизикли диссипатив механик система ўзаро деформацияланувчан массасиз элементлар билан боғланган фазовий жисмлардан ташкил топган бўлсин. У ҳолда (1) масала комплекс қаттиқликли чизикли дифференциал тенгламалар системасига келтирилган:

$$\sum_{k=1}^{6N} (a_{jk} \ddot{q}_k + \tilde{C}_{jk} \dot{q}_k) = f_j e^{-i\lambda t} + \delta_{\omega_R, \lambda} \cdot F^{(2)}(v) \cdot e^{-i\lambda t} \quad , \quad j = 1, 2, \dots, 6N \quad (3)$$

бу ерда λ - частота; a_{jk} - умумлашган массалар ҳақиқий матрицаси компонентлари; $C_{jk} = C_{Rjk} + iC_{Ijk}$ - умумлашган қаттиқликлар, $\delta_{\omega_R, \lambda}$ - Кроникер символлари; $F^{(2)}(v)$ - бошқарувчи (пндеромотор) кучлари.

Эркин тебранишлар қаралганда ечим кўйидаги кўринишда қидирилади

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

бу ерда $\omega = \omega_R + i\omega_I$ – комплекс хусусий частота, ва масала кўйидаги комплекс хос сонлар масаласига келади:

$$\sum_{k=1}^{6N} (\tilde{C}_{jk} - \omega^2 a_{jk}) \cdot A_k = 0 \quad , \quad (j = 1, \dots, 6N) \quad .$$

Мажбурий тебранишлар қаралганда ечим кўйидаги кўринишда қидирилади:

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

бу ерда A_j – қидирилаётган комплекс амплитудалар. Барқарор мажбурий тебранишлар масаласи қуйидаги системага келади:

$$\sum_{k=1}^{6N} (\tilde{C}_{jk} - \lambda^2 a_{jk}) A_k = f_j + \delta_{\omega_R, \lambda} \cdot F^{(2)}(\nu) \quad .$$

Деформацияланувчан массивий элементлар учун (1) масала хусусий ҳосилали дифференциал тенгламалар системасига келтирилади:

$$\sum_{k=1}^{S_2} L_{jk} W_k \pm \rho_j \frac{\partial^2 W_j}{\partial t^2} = \pm \rho_j f_{1j} e^{i\lambda t} + \delta_{\omega_R, \lambda} \cdot F^{(2)}(\nu) \quad , \quad (4)$$

бу ерда W_j – кўчиш вектори компонентлари; ρ_j – погон зичлик; f_j – комплекс амплитудалар компонентлари; L_{jk} – дифференциаллаш операторининг чизиқли комбинацияси.

(4) система ярим аналитик услубни қўллаб, яъни Мюллер, Гаусс, интеграл алмаштиришлар ва Рунге–Кутта услубларига асосланиб ишлаб чиқилган алгоритмни қўллаб ечилади.

Диссертациянинг **“Йиғилган массали ва нуқтавий таянчли пластинасимон (ёки қобиксимон) механик системалар пакетининг хусусий тебранишлари”** деб номланган учинчи бобида нуқтавий боғланишларга ва йиғилган массаларга эга бўлган қовушқоқ-эластик пластина (ёки қобик) лардан ташкил топган механик системанинг хусусий тебранма ҳаракатлари кўриб чиқилган.

Айтайлик, механик система элементлари (масалан, k - пластина) гармоник қонунга мувофиқ тебранма ҳаракат қилсин, яъни

$$W_k(x, y, t) = W_{ok}(x, y) e^{i\omega t} \quad ,$$

бу ерда $W_{ok}(x, y)$ – пластина бош тебранма ҳаракатларининг хусусий формалари, ω – комплекс частота. Улар S та нуқталарда шарнирли маҳкамланганлик шартини

$$W_0(x^s, y^s) = 0 \quad , \quad (s = 1, \dots, S) \quad (5)$$

ва Ox ўқига нисбатан α_s йўналишида қаттиқ маҳкамланганлик шартини қаноатлантирсин:

$$\frac{\partial W_0(x^s, y^s)}{\partial \alpha_s} = 0 \quad , \quad (s = 1, \dots, S; \quad 0 \leq \alpha_s \leq \frac{\pi}{2}) \quad , \quad (6)$$

бу ерда x^s, y^s – S - таянчнинг координаталари. (5) ва (6) боғланишларни ҳисобга олиб, Лагранж кўпайтувчилари услубини қўллаб, қуйидаги вариацион тенглама олинган:

$$\delta \left[\sum_{s=1}^S \lambda_s W_0(x^s, y^s) + \sum_{s=1}^{S_0} \lambda_s^\alpha \frac{\partial W_0(x^s, y^s)}{\partial \alpha_s} + G_{n_{\max}}^\circ - T_{\max} \right] = 0. \quad (7)$$

(7) тенгламани ва (5)-(6) чегарадаги шартларни қаноатлантирувчи комплекс частоталар ω_1, ω_2 ва хусусий формалар w_0^1, w_0^2 спектрини топиш талаб этилади.

(7) тенгламани ва (5)-(6) чегарадаги шартларни қаноатлантирувчи минималлаштирувчи формани маълум $A_k(x, y)$ базис функцияларнинг чизиқли комбинацияси кўринишида қидирилган:

$$W_0(x, y) = \sum_{k=1}^K \gamma_k A_k(x, y) \quad , \quad (8)$$

бу ерда γ_k – қидирилатган коэффициентлар. (8) ни (7) га қўйиб, $(K+S+S_\alpha)$ та $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_s, \lambda_1^\alpha, \lambda_2^\alpha, \dots, \lambda_{s_\alpha}^\alpha, \gamma_1, \dots, \gamma_k$ ўзгарувчили $(K+S+S_\alpha)$ та чизиқли тенгламалар системаси олинган:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \lambda_s} [Q(\lambda_s, \lambda_s^\alpha, \gamma_k)] &= 0 \quad , \quad (s = 1, \dots, S) \quad , \\ \frac{\partial}{\partial \lambda_s^\alpha} [Q(\lambda_s, \lambda_s^\alpha, \gamma_k)] &= 0 \quad , \quad (s = 1, \dots, S_\alpha) \quad , \\ \frac{\partial}{\partial \gamma_k} [Q(\lambda_s, \lambda_s^\alpha, \gamma_k)] &= 0 \quad , \quad (s = 1, \dots, K) \quad . \end{aligned} \quad (9)$$

Матрица кўринишида (9)-система қуйидаги кўринишда ёзилган:

$$(A - \omega^2 B) \cdot \bar{\xi} = 0.$$

Бу система айнан нолга тенг бўлмаган ечимга эга бўлиши шarti:

$$|A - \omega^2 B| = 0.$$

Мисол сифатида иккита ва учта пластинадан ҳосил қилинган тўртбурчак шаклидаги механик системанинг тебранма ҳаракатлари ўрганиб чиқилган. Пластиналар контур бўйича ва ички нуқталарда маҳкамланган. Механик системанинг тебранма ҳаракатлари қуйидаги параметрларда қаралган:

$$E_{01} = E_{02} = 1; \rho_1 = \rho_2 = 1; \nu_1 = \nu_2 = 0.25; M_1 = M_2 = M_3 = 0.03, a = b = 1;$$

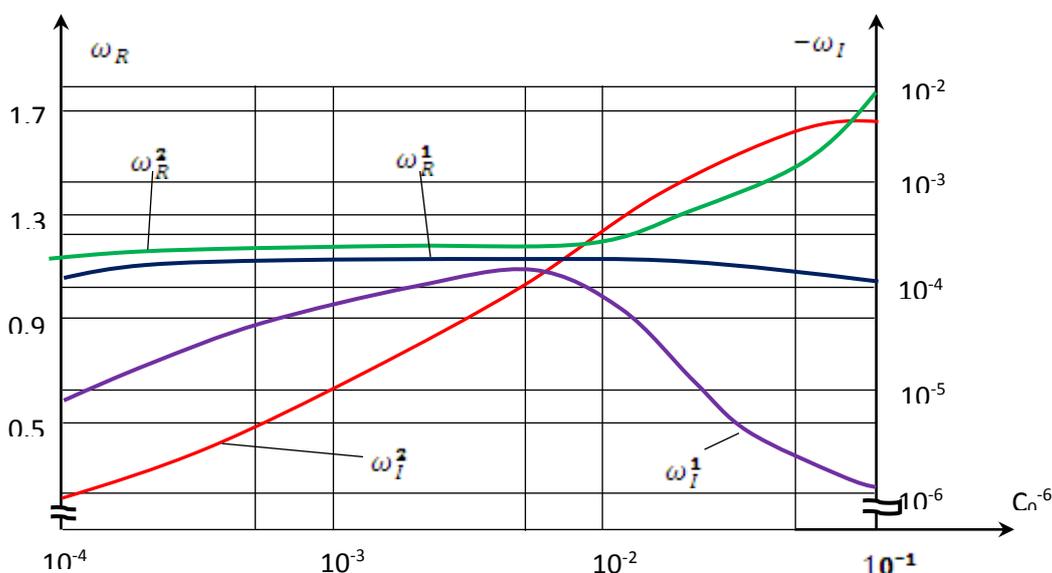
$$A = 0.078; \quad \alpha = 0.1 \quad , \quad \beta = 0.005.$$

Биринчи вариантда механик системанинг элементлари қовушқоқ-эластик. Частоталар ω_{Rj} нинг ҳам, демпферлаш коэффициентлари ω_{jy} ($j = 1, 2$) нинг ҳам C_2 пружина қаттиқлигига нисбатан монотон боғлиқлиги аниқланган. Иккинчи вариантда биринчи элементлар–эластик, қолганлари–қовушқоқ-эластик. Ҳисоблаш натижалари 2- расмда тасвирланган. Расмдан кўринадики, комплекс частотанинг мавҳум қисми номотон ўзгарар экан. Амалиёт учун C_2 нинг чегараланган аниқ қийматидаги демпферлаш коэффициентлари ω_{jy} ($j = 1, 2$) нинг минимал қиймати алоҳида қизиқиш уйғотади:

$$\omega^0(\Phi_I) = \max_{\Phi_I} \min_i [\omega_i(\Phi_I)],$$

бу ерда $\omega^0(\Phi_I)$ - демпферлаш кўрсаткичи ω_I нинг оптимал қиймати; $\Phi_I(\Phi_1, \Phi_2, \dots, \Phi_I)$ - оптималлаштириладиган параметрлар; N - таҳлил қилинаётган хусусий частоталар сони ($i = 1, 2, \dots, N$).

Системанинг қовушқоқ-эластиклик характеристикаларини тўлалигича ифодалаш учун И.Е.Трояновский ва И.И.Сафаров томонидан киритилган “глобал сўниш коэффициенти” (ГСК) тушунчаси киритилган. ГСК нинг бирор ўзгарувчига жуда ҳам боғлиқ равишда ўзгаришига геометрик ўлчамларни ёки физик характеристикаларни ўзгартириш орқали эришилади.



2-расм. Частотанинг ҳақиқий ва мавҳум қисмларининг пружина қаттиқлигига нисбатан ўзгариши (қовушқоқ-эластик–бир жинслимас система).

Диссертациянинг “Қовушқоқ-эластик системаларнинг барқарор ва барқарор бўлмаган тебранишлари” деб номланган тўртинчи бобида қовушқоқ-эластик механик системанинг барқарор ва барқарор бўлмаган тебранма ҳаракатлари кўриб чиқилган. Юклама n -жисмга қўйилган, унинг частотаси бир хил, лекин амплитудаси ҳар хил деб фараз қилинади. У ҳолда уларнинг ўзгариш қонунини қуйидаги кўринишда ёзиш мумкин:

$$\bar{P}_{nj}^0(t) = \bar{P}_{nj}^0 e^{-i\alpha t} \quad , \quad (n = 1, \dots, N; \quad j = 1, \dots, J) .$$

Системанинг қовушқоқ-эластик элементларида ёки нуқтавий боғланишларида юз берадиган релаксация жараёнларини ифодалашда Больцман–Волтерранинг чизиқли ирсий назарияси қабул қилинган:

$$\sigma_{mk}^n(t) = E_n \left[\varepsilon_{mk}^n(t) - \int_{-\infty}^t R^n(t-\tau) \cdot \varepsilon_{mk}^n(\tau) d\tau \right] ,$$

бу ерда $R^n(t-\tau)$ – релаксация ядроси; E_n – Юнг модулининг оний қиймати.

Сирт кучларининг виртуал иши δA_p ни ҳисобга олиб, Эйлер-Лагранж принципи (1) ни қўллаймиз:

$$\delta A_\sigma + \delta A_a + \delta A_m + \delta A_p = 0 ;$$

бу ерда

$$\delta A_p = \sum_{n=1}^N \sum_{j=1}^J \bar{P}_{nj}^0(t) \int_{\Omega_n} \delta U_{nj}(\bar{x}, t) d\Omega .$$

Система n -элементининг барқарор тебранма ҳаракатини қуйидаги кўринишда қидирамиз:

$$U_{nj}(\bar{x}, t) = U_{nj}^0(\bar{x}) e^{-i\alpha t} .$$

У ҳолда вариацион тенглама қуйидаги кўринишда бўлади:

$$\delta \{ G(U_{nj}^0(\bar{x}), \omega^2) + F(\lambda_{nj}^s, k_{nj}^s, \mu_{nj}^s) \} = 0 \quad . \quad (10)$$

Муаммо энди куйидагича кўйилади: (10) тенгламани ва чегарадаги бир жинсли шартларни қаноатлантирувчи кўчиш векторининг модули $U_{nj}^0(\bar{x})$ нинг мажбурий тебраниш частотасига нисбатан ўзгариши топилсин. Бу ерда бошланғич шартлар кўйилмайди.

(10) нинг ечимини ортогонал базис функциялар суперпозицияси кўринишида қидирамиз. Йиғилган массалар ва нуқтавий боғланишларга боғлиқ бўлмаган жисмлар учун улар маълум деб фараз қилинган. У ҳолда, (10) тенгламани ва чегарадаги бир жинсли шартларни қаноатлантирувчи қидирилаётган кўчишлар майдони сифатида базис функцияларнинг чизикли комбинацияси қабул қилинган:

$$U_{nj}^0(x) = \sum_{k=1}^K \gamma_{nj}^k A_{nj}^k(\bar{x}) \quad , \quad (n=1, \dots, N; \quad j=1, \dots, J). \quad (11)$$

(11) йиғиндини (10) га кўйгандан сўнг γ_{nj}^k коэффициентлар ва $\lambda_{nj}^s, k_{nj}^s, \mu_{nj}^r$ Лагранж кўпайтувчилари олинган системанинг умумлашган координаталари бўлади. Матрица кўринишида у куйидагича ёзилган:

$$(A + \sum_{n=1}^{N_n} f_n(\omega) \cdot A_n^n + \sum_{n=1}^{N-1} f_{1n}(\omega) A_{1n}^n + \sum_{n=1}^{N-1} \sum_{l'=1}^{L'_n} f_{l'n}(\omega) A_{l'n}^n - \omega^2) \cdot \bar{\xi} = \bar{P}_{nj}^0 .$$

Мисол тариқасида қовушқоқ-эластик пружина орқали маҳкамланган икки квадрат эластик пластиналардан ҳосил қилинган система қаралган. Пластиналарга биттадан юк маҳкамланган. Гармоник кўзғатувчи юклама сифатида амплитудаси бирга тенг бўлган, пластиналар юзаси бўйлаб тарқалган гармоник P куч қаралган. Пластиналар контур бўйича шарнирли маҳкамланган, механик ва геометрик параметрлари бир хил:

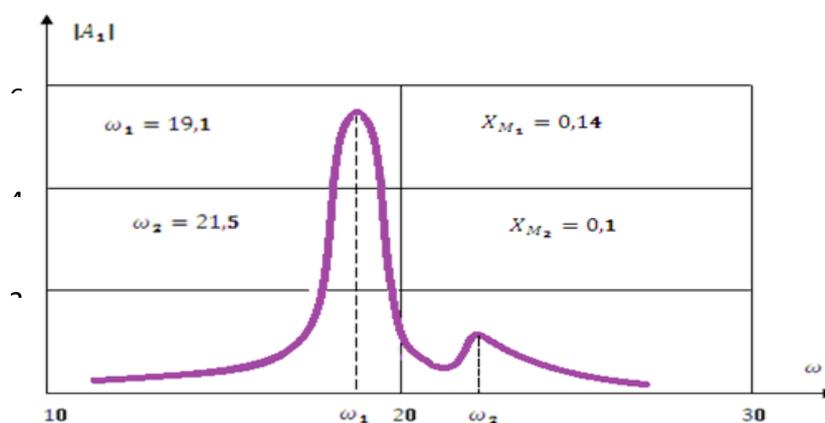
$$E = 2 \cdot 10^{11} \frac{H}{m^2}, \quad \rho = 7.8 \cdot 10^3 \frac{Kz}{M^3}, \quad \nu = 0.3, \quad a = b = 0.2 \text{ м}, \quad h = 0.001 \text{ м} .$$

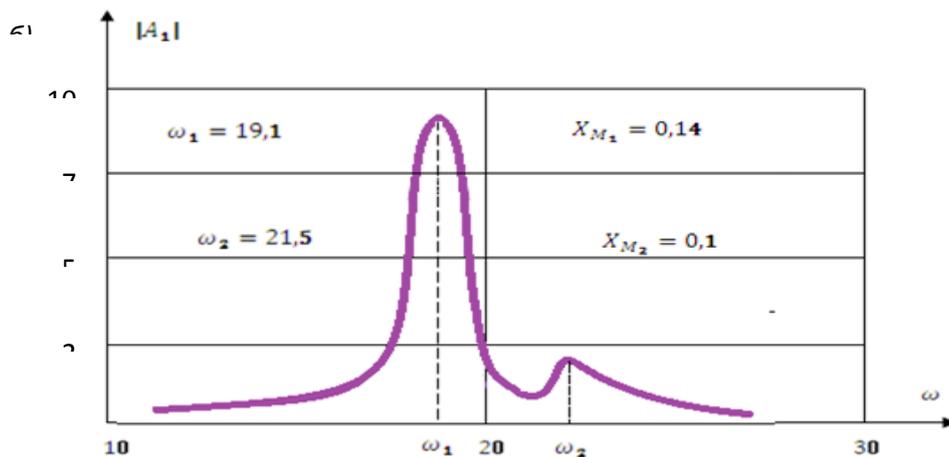
Релаксация ядросининг параметрлари: $A = 0.078, \alpha = 0.1, \beta = 0.005$.

Механик система резонанс амплитудасининг тўла сўнишини тадқиқ қилиш учун “глобал резонанс амплитуда” (ГРА) тушунчаси киритилган:

$$\delta_{\sigma_{33k}} = \max_{\gamma} (|A_{\sigma_{33k}}|) \quad , \quad (|A_{\sigma_{33k}}| = |\sigma_{33}(x, z) / \sigma_{33}^p(x, 0)|) .$$

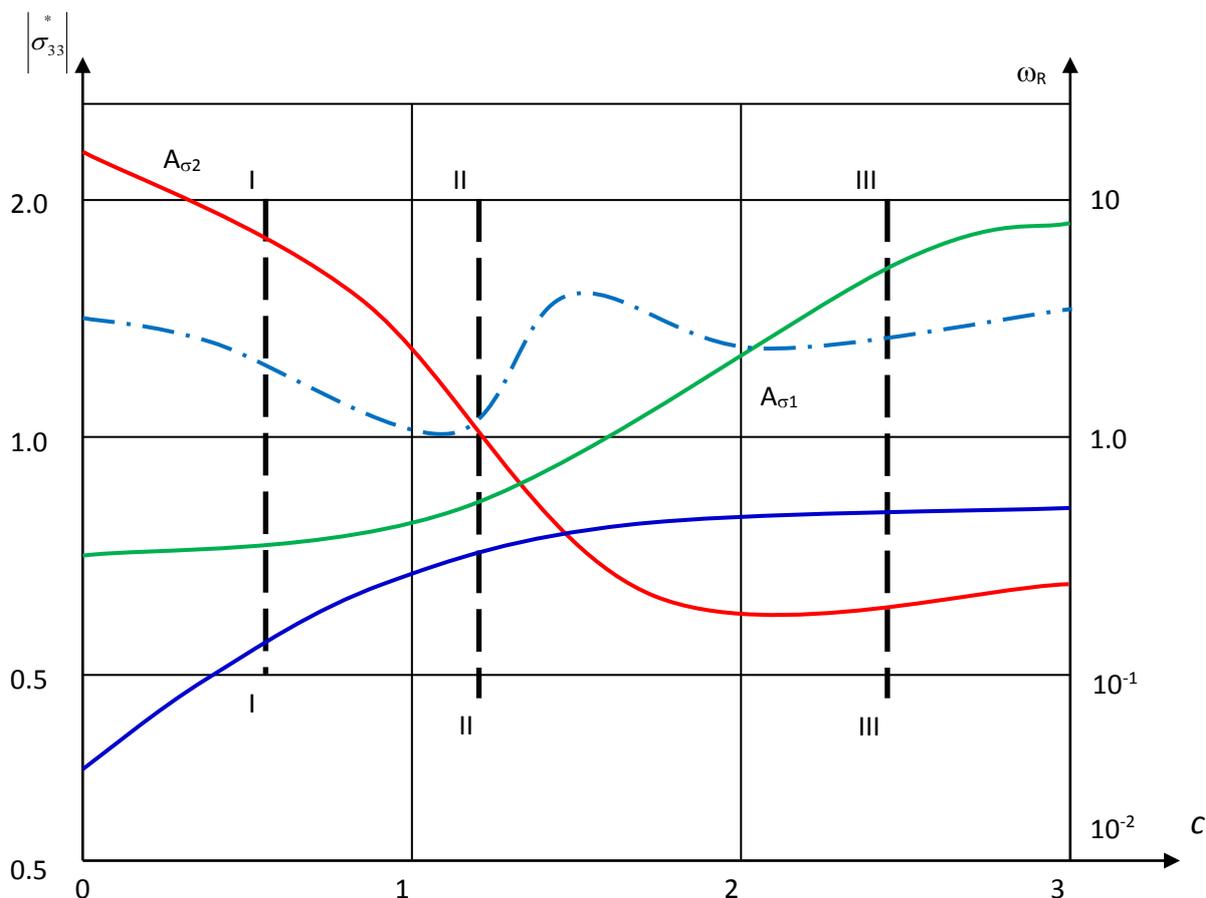
Пластиналардан ҳосил қилинган системанинг M_2 юкнинг пластинадаги ҳолатига қараб тебранма ҳаракат амплитудалари топилган. Амплитудалар иккала пластина учун ҳам марказий нуқталар $y_{M_1} = 0.1 \text{ м}$ ($x = y = 0.1 \text{ м}$) (3-расм) учун қаралган.





3-расм. Тебраниш амплитудасининг частотага нисбатан ўзгариши: а-пастдаги пластина учун; б-тепадаги пластина учун

3-расмнинг муҳокамаси шуни кўрсатадики, мажбурий тебранма ҳаракат частотаси хусусий тебранма ҳаракатлар частоталари ω_1, ω_2 га тенг бўлганда юқоридаги пластинада ҳам, қуйидаги пластинада ҳам амплитуданинг кескин ўсиши юз берган.



4- расм. Резонанс амплитудасининг қаттиқликка нисбатан ўзгариши (қовуш-қоқ-эластик бир жинслимас тизим). I-I - "РА" нуқтасидан чапдаги кесим; II-II - "РА" нуқтасидаги кесим; III-III - "РА" нуқтасидан ўнгдаги кесим

Бир жинсли механик системалар учун ГРА ($\delta_{\sigma_{33k}}$) ролини биринчи частотага мос келган резонансли амплитуда ўйнайди. Бир жинслимас механик системалар учун ГРА ($\delta_{\sigma_{33k}}$) ролини биринчи ва иккинчи

частоталарга мос келган резонансли амплитуда ўйнайди. “Роллар алмашиниши” (РА) частоталарнинг ҳақиқий қисмлари максимал яқинлашган нуктада юз беради (бу нуктада ГРА ($\delta_{\sigma_{33k}}$) ўзининг экстремумига эришади (4- расм). ”РА” нуктасида ГРА ($\delta_{\sigma_{33k}}$) ўзининг минимумига эришади.”РА” нуктасида энергия интенсивлиги бошқа нукталарга қараганда юқори бўлади. ГРА ($\delta_{\sigma_{33k}}$) нинг қовушқоқ-эластик бир жинсли ва қовушқоқ-эластик-бир жинслимас тизимлар АЧХ ларига таъсирини ўрганиш учун учта (”РА” нуктаси, ундан чапдаги ва ўнгдаги) кесимлар қаралган ва тизимнинг бу кесимлардаги АЧХ лари тадқиқ қилинган. Тадқиқотлар шуни кўрсатадики, ”РА” нуктасида (амплитуданинг частотага нисбатан ўзгаришида) биринчи ва иккинчи частоталарга мос келган амплитуда энг кичик бўлади.

Учинчи бобнинг иккинчи қисмида йиғилган массали ва нуқтавий боғланишли пластина ва қобикларнинг барқарор бўлмаган тебранма ҳаракатлари масаласи қаралган. 1-жадвалда ташқи юкламаларнинг турли частоталаридаги пластина максимал эгилишларининг қийматлари берилган. Натижалардан, $\omega_{R1} = 451,2\text{Гц}$; $\omega_{R2} = 521,3\text{Гц}$; $\omega_{R3} = 632,9\text{Гц}$; $\omega_{R4} = 702,1\text{Гц}$ частоталардаги биринчи тўртта тебраниш формаларида пластинанинг максимал эгилишлари мос равишда ($x=L/8$, $x=L/6$, $x=L/4$, $x=L/2$, $y=L/2$) нукталарда бўлиши аниқланган.

1-жадвал. Пластинанинг максимал эгилишлари.

| Частоты | ω_j | | | | | | | |
|---------------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|
| | ω_1 | ω_2 | ω_3 | ω_4 | ω_5 | ω_6 | ω_7 | ω_8 |
| $\max W, \text{мм}$ | 0,020 | 0,032 | 0,029 | 0,024 | 0,0067 | 0,0026 | 0,0040 | 0,0020 |

Работнов ядроси учун ГДК нинг параметрлари юқоридаги параметрларда тадқиқ қилинган. Натижалар Колтунов –Ржаницин ядросига қараганда паст частоталарда 10% –15% га, юқори частоталарда эса 20–27% га фарқ қилган.

Диссертациянинг “**Муҳит билан ўзаро алоқада бўлган структуравий бир жинслимас кўп қатламли пластина ва қобиклар тебранишларини демпферлаш**” деб номланган бешинчи бобида муҳит билан ўзаро алоқада бўлган уч (ёки икки) қатламли қовушқоқ-эластик пластина ва қобиклар тебранма ҳаракатларини демпферлаш масалалари қаралган. Қатламлар чегарасида кўчишларнинг узлуксизлик шарти қўйилган. Қидирилаётган номаълумлар сифатида етакчи қатламлар ўрта қатламларининг тангенциал кўчишлари u_α^k, v_α^k ва эгилиши w^k қабул қилинган. Механик системанинг ҳаракат тенгламалари чегарадаги шартларни ҳисобга олган ҳолда Эйлер-Лагранж принципи қўллаб олинган. Чегараларда қуйидаги шартлар қўйилган:

$$u_1^k = u_2^k = w^k = w_{11}^k = 0 \quad (x=0, L; \quad k=1,2).$$

Уч қаватли пластинасимон қатламларда кучланишлар ва деформациялар Гук қонуни орқали боғланган. Етакчи қатламларнинг ташқи сиртларига тақсимланган юклама q_1^k ва муҳит реакцияси q_{ar}^k қўйилган:

$$q_{3r}^k = -\tilde{k}_0^k w^k = -k_0^k \left[w^k - \int_{-\infty}^t R_k(t-\tau) w^k(\tau) d\tau \right], \quad q_{ar}^k = 0.$$

Ички кучланишларни u_α^m, w^m катталиклар орқали ифодалаб, асоснинг реакциясини ҳисобга олиб, қуйидаги тенгламалар олинган:

$$L_\alpha^m(u_\alpha^m, w^m) - b_\alpha^m \ddot{u}_\alpha^m = -L_{\alpha q}^m, \quad L_3^m(u_\alpha^m, w^m) - b_3^m \dot{w}^m = -L_{3q}^m \quad (m, \alpha = 1, 2)$$

бу ерда

$$L_\alpha^m = \sum_{k=1}^2 \left[(a_{ma1}^k \frac{\partial^2}{\partial x_\alpha^2} + a_{ma2}^k \frac{\partial^2}{\partial x_\beta^2} + a_{ma3}^k) u_\alpha^k + a_{ma4}^k \frac{\partial^2 u_\alpha^k}{\partial x_\alpha \partial x_\beta} + (a_{ma5}^k \frac{\partial}{\partial x_\alpha} + a_{ma6}^k \frac{\partial^3}{\partial x_\alpha^3} + a_{ma7}^k \frac{\partial^3}{\partial x_\alpha \partial x_\beta^2}) w^k \right],$$

$$L_3^m = \sum_{\alpha, k=1}^2 \left[(a_{m31}^{\alpha k} \frac{\partial^4}{\partial x_\alpha^4} + a_{m32}^k \frac{\partial^4}{\partial x_1^2 \partial x_2^2} + a_{m33}^{\alpha k} \frac{\partial^2}{\partial x_\alpha^2} + a_{m34}^k - R m_m k_0^m \delta_{mk}) w_k + (a_{m35}^{\alpha k} \frac{\partial^3}{\partial x_\alpha^3} + a_{m36}^{\alpha k} \frac{\partial}{\partial x_\alpha} + a_{m37}^{\alpha k} \frac{\partial^3}{\partial x_\alpha \partial x_\beta^2}) u_\alpha^k \right], \quad (m, \alpha, \beta = 1, 2; \quad \alpha \neq \beta)$$

Ечимни олиш учун Бубнов–Галеркин усули қўлланган. У ҳолда қуйидаги интегро–дифференциал тенглама олинган:

$$[M]\{\ddot{T}\} + [PK]\{T\} - \int_0^t [R(t-\tau)]\{T(\tau)\} d\tau = \{Q(t)\}, \quad (12)$$

бу ерда $[M]$, $[PK]$, $[R(t-\tau)]$ –мусбат аниқланган квадрат матрицалар; $\{T\}$, $\{Q(t)\}$ – кўчишлар ва ташқи юкламалар устун-матрицалари.

Хусусий тебранма ҳаракатлар қаралганда, ечим қуйидаги кўринишда қидирилган:

$$u_\alpha^k = \sum \Psi_{\alpha mn}^k(\vec{r}) e^{i\alpha t}, \quad w^k = \sum \Psi_{3mn}^k(\vec{r}) e^{i\alpha t}, \quad q_l^k = \sum \Psi_{qlmn}^k(\vec{r}) e^{i\alpha t}, \quad l=1,2,3; \quad \alpha, k=1,2, \quad (13)$$

бу ерда $\Psi_{\alpha mn}^k, \Psi_{3mn}^k, \Psi_{qlmn}^k$ ва ω –тебранма ҳаракатларнинг комплекс амплитудалари ва частотаси.

(13) ни (12) га қўйиб, комплекс хос сон масаласига келинган:

$$([PK] - \omega^2 [M]) \cdot \{A\} = 0.$$

Винклер муҳитидаги эркин маҳкамланган доиравий уч қатламли цилиндрик қобик (Д16Т-флоропласт) учун сонли натижалар $h_1 = h_2 = 0.025; c = 0.02; R = 1$ қийматларда олинган. Қовушқоқ-эластик материалнинг ядроси сифатида уч

параметрли $R(t) = \frac{Ae^{-\beta t}}{t^{1-\alpha}}$ ядро олинган. Релаксация ядросининг параметрлари:

$A = 0,048$; $\beta = 0,05$; $\alpha = 0,1$. Частоталар тенгламаси Мюллер усулида ечилган.

Тўлдиригич (заполнитель) қалинлиги ошиши уч қатламли қобиксимон система комплекс частоталари ҳақиқий ва мавҳум қисмларининг ўсишига олиб келган. Винклер ва Пастернак моделлари учун натижалар (ташқи муҳитнинг инерциясини ҳисобга олганда ҳам, олмаганда ҳам) яқин бўлган. 2-жадвалда m индекснинг ҳар хил тўртта қийматларида тўртта частоталар ω_{mp} ($p = 1, \dots, 4$, $k_0 = 0$, $L = 1,5R$, $9R$) берилган. Қовушқоқ-эластик системалар қаралган, Частоталар тенгламаси Мюллер усули билан ечилган. Натижалар Колтунов-Ржаницин ва Работнов ядролари учун паст частоталар зонасида 15% гача, юқори частоталар зонасида эса – 60% гача фарқ қилган. Қатламли пластина (ёки қобик) лардан ҳосил қилинган қовушқоқ-эластик механик тизимлар учун услуб ва алгоритм ишлаб чиқилган.

2-жадвал. Уч қатламли қобик частотасининг ҳақиқий қисмлари

| p/m | L=2R | | | L=10R | | |
|-----|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 0 | 1 | 2 | | 1 | 2 |
| 1 | 0 | 2822 | 3021 | 0 | 938 | 1774 |
| 2 | 3602 | 6068 | 11433 | 3602 | 3655 | 3859 |
| 3 | 4478 | 7233 | 12203 | 4478 | 4621 | 5024 |
| 4 | 32958 | 32964 | 32993 | 32958 | 32958 | 32959 |

Мисол сифатида ташқи динамик таъсирлар остидаги уч қатламли эластик (қовушқоқ-эластик) Винклер ва Пастернак муҳитларидаги конструкция қаралган. Назарий ва маълум эксперимент натижаларининг таҳлили уларнинг қониқарли яқинлашишини кўрсатган: частота бўйича фарқ 15% дан, амплитуда бўйича эса 28% дан ошмаган.

Диссертациянинг **“Чекли сондаги қаттиқ жисмлардан ташкил топган диссипатив механик системанинг резонанс тебранишларини бошқариш”** деб номланган олтинчи бобида қаттиқ ва деформацияланувчан элементлардан ҳосил қилинган механик системани актив бошқариш муаммоси кўриб чиқилган. Агар механик система ўзаро идеал контактда бўлган деформацияланувчи жисмлардан ҳосил қилинган бўлса, у ҳолда системанинг ҳаракат дифференциал тенгламалари қуйидагича бўлади:

$$\begin{cases} \frac{\partial \sigma_{ij}^{(k)}}{\partial x_j} + \rho^{(k)} X_j^{(k)} = \rho^{(k)} \frac{\partial^2 u_j}{\partial t^2} + F_1(v) + F_2(t), \\ T_3 \frac{\partial v}{\partial t} + v = A \cdot u \end{cases}, \quad (14)$$

бу ерда $\sigma_{ij}^{(k)}$ – k - жисм деформация тензори компонентлари; $\rho^{(k)}$ – k - жисм зичлиги; $X_j^{(k)}$ – k - жисмга таъсир этаётган ташқи юклама; A – $(m \times n)$ ўлчовли тўртбурчакли матрица; $F_1(v)$ – бошқарув тензори; $F_2(t)$ – ташқи таъсирлар тензори.

(14) тенгламаларни ва система таркибига кирган жисмлар материалининг қовушқоқ–эластиклик характери ҳисобга олиб, эркинлик даражаси чекли бўлган системалар учун қуйидаги тенгламалар системасини оламиз:

$$\begin{cases} [M] \cdot \{\ddot{X}\} + [B] \cdot \{\dot{X}\} - \\ - \int_{-\infty}^t R(t-\tau) \cdot \{X(\tau)\} d\tau = \{Q(t)\} + F(i) \\ L_k \frac{di_k}{dt} + R_k \cdot i_k + B \cdot l \cdot \dot{X} = U_k \end{cases} \quad (15)$$

бу ерда $[M]$ – массалар квадрат матрицаси; $[B]$ – оний қаттиқлик матрицаси; $[R(t-\tau)]$ – релаксация ядроси; $\{Q(t)\}$ – ташқи юкланишлар матрицаси; L – индуктивлик матрицаси; R_k – бошқариш ўрамаси фаол қаршилик матрицаси; U_k – якорь ўрамасидаги кучланишлар матрицаси; $\{X\}$ – аниқланиши керак бўлган кўчишлар амплитудаси вектори.

Фаол бошқаришнинг мақсадини амалга ошириш учун сервобоғланиш реакция кучлари структурасини қидириш алгоритмидан фойдаланамиз. Ўзаро деформацияланувчан элементлар орқали боғланган N та массадан ҳосил қилинган механик система қаралган. Фақат чизикли дифференциал тенгламалар орқали моделлаштириладиган тебранма ҳаракатларни қараш билан чегараланилган. Системага қуйидаги кўринишдаги актив бошқариш мақсади (сервобоғланишлар) кўйилган деб фараз қилинади:

$$q_1 = 0, q_2 = 0, \dots, q_n = 0, \quad (16)$$

бу ерда q_1, q_2, \dots, q_n – система ҳолатини бир қийматли аниқловчи параметрлар. Маълумки, система учун (16) ҳолат билан бирга қуйидаги ҳолат ҳам ўринли:

$$q_1 = \eta_1, q_2 = \eta_2, \dots, q_n = \eta_n, \quad ,$$

бу ерда $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$ – системанинг (16) фаол бошқариш мақсадидан бўшагини ифодалавчи боғлиқмас параметрлар. У ҳолда системанинг ҳаракат тенгламаларини қуйидаги кўринишда ёзиш мумкин:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + Q_i + R_i^2, \quad (i=1, \dots, N), \quad (17)$$

бу ерда R_i^2 – актив бошқариш мақсади (сервобоғланишлар) реакция кучлари.

Агар сервобоғланишлар структурасини қидиришнинг конструктив методини қўллаб $R_1^2, R_2^2, \dots, R_n^2$ сервобоғланиш реакция кучларини қуйидаги кўринишда шакллантирсак:

$$R_i^{(2)} = b_{i1} \dot{\eta}_1 + b_{i2} \dot{\eta}_2 + \dots + b_{in} \dot{\eta}_n + d_{i1} \eta_1 + d_{i2} \eta_2 + \dots + d_{in} \eta_n - Q_i, \quad (i=1, \dots, n) \quad (18)$$

бу ерда $b_{11}, b_{12}, \dots, b_{m}, d_{11}, d_{12}, \dots, d_{m}$ – ўзгармас сонлар, у ҳолда (17) тенглама (16) ҳолатга мос келувчи қуйидаги хусусий ечимга эга:

$$\eta_1 = 0, \eta_2 = 0, \dots, \eta_n = 0$$

(16) ҳолат билан биргаликда кинематик кўринишдаги фаол бошқариш мақсадлари (сервобоғланишлар) қаралганда, тезлик параметрлари e_v киритилиб, Аппель тенгламалари кўринишидаги тенгламалар олинган:

$$\frac{\partial S}{\partial \dot{e}_v} = Q_v + R_v^{(2)} \quad , \quad (v = 1, \dots, (n - k - b)) \quad . \quad (19)$$

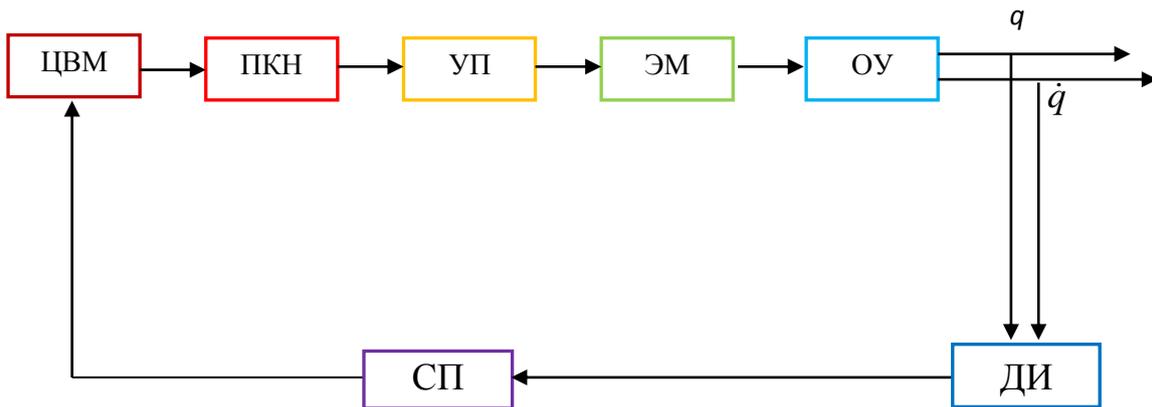
Агар сервобоғланишлар структурасини қидиришнинг конструктив методини қўллаб $R_1^{(2)}, R_2^{(2)}, \dots, R_{n-k-b}^{(2)}$ сервобоғланиш реакция кучларини қўйидаги кўринишда шакллантирсак:

$$R_v^{(2)} = \sum_{\rho=1}^{n-k-b} \sum_{\rho_1=1}^{n-k-b} [k + \rho, k + \rho_1, v] e_{k+\rho} e_{k+\rho_1} - Q_v - \sum_{p=1}^a (k'_{vp} \dot{\eta}_p + k''_{vp} \eta_p) - \sum_{\delta=1}^c k_{v,a+\delta} \xi_\delta, \quad (v = 1, \dots, n-k-b)$$

бу ерда $k_{11}, k_{12}, \dots, k_{n-k-b, n-k-b+c}$ - ўзгармас сонлар, у ҳолда (19) тенглама (16) ҳолатга мос келувчи хусусий ечимга эга бўлади.

(18) кўринишидаги реакция кучларини Больцманн–Волтерра интегралли орқали қўйидагича ифодалаш мумкин:

$$\bar{R} = [K_0] \left\{ \bar{q}(t) - \int_{-\infty}^t [R(t - \tau)] \bar{q}(\tau) d\tau \right\},$$



5-расм. Рақамли кузатувчи система (РКС) нинг функционал схемаси. бу ерда ДИ - ўлчов датчиклари; СП-ўзгартириш схемаси; ЦВМ-рақамли ҳисоблаш машинаси; ПКН-преобразователь кодни кучланишга ўзгартирувчи; УПУ-кучайтирувчи-ўзгартирувчи қурилма; ЭМ-электр машинаси.

бу ерда $[K_0]$ – оний қаттиқлик матрицаси, $[R(t - \tau)]$ – релаксация ядроси.

Фаол бошқариш мақсади (сервобоғланишлар) ни амалга ошириш учун рақамли кузатувчи система (РКС) қуриш таклиф этилган (5- расм).

(15) тенгламалар системасига РКС таркибига кирган қолган элементларнинг тенгламаларини бириктириб

$$T_s \frac{\partial v}{\partial t} + v = A \cdot u,$$

бу ерда v -чиқувчи бошқарувчи параметрлар, u - кировчи бошқарувчи параметрлар, T_s, A -кечкикиш параметрлари ва кучайтириш коэффицентлари

тўртбурчакли матрицаси, РКС нинг тўла тенгламалари системаси олинган. Бу системада (15) тенгламани

$$R_k^{(2)} = Q_k - J_{jk} \cdot i_k^2 \cdot \ddot{q}_k + i_k \cdot K_{mk} \cdot I_k \quad , (k=1,2,\dots,n)$$

тенглама билан алмаштириб, олинган системадан фаол бошқариш мақсади (сервобоғланишлар) нинг системанинг фаол бошқариш мақсади (сервобоғланишлар) орқали аниқланган ҳолатга нисбатан турғунлигини таъминловчи ўзгариш қонунлари топилган. Ностационар режимлар учун масала чекли айирмали муносабатларга келтирилган ва Зейдел усулида ечилган.

Олинган асосий натижалар қуйидаги теоремада умумлаштирилган.

Теорема. Агар деформацияланувчан ва масса-инерциявий элементлардан ҳосил қилинган чизиқли тебранма ҳаракатланувчи қовушқоқ-эластик бир жинсли бўлмаган механик системанинг чекли сондаги частота модаларига мос келувчи энергия сўниши интенсив бўлса, у ҳолда системанинг резонанс ҳолати учун геометрик сервобоғланишларга асосланган манфий тескари боғланиш мавжуд ва система Ляпунов маъносида турғун бўлади.

ХУЛОСА

“Қаттиқ жисмлардан ташкил топган диссипатив механик системалар тебранишлари назариясини ва ҳисоблаш усулларини ривожлантириш” мавзусидаги фан доктори диссертацияси (DSc) бўйича олиб борилган илмий изланишлар асосида қуйидаги хулосалар қилинган:

1. Қаттиқ ва деформацияланувчи жисмлардан ҳосил қилинган диссипатив бир жинсли ва бир жинслимас механик системалар тебранма ҳаракатлари динамикаси назарияси тебранишларни бошқаришни ҳисобга олган ҳолда сервобоғланишлар системаси назарияси асосида умумлаштирилган. Умумлаштирилган назария механик системанинг қовушқоқ-эластиклик характерини ҳисобга олган ҳолда, унинг энергия интенсивлиги энг юқори (энг қуйи) бўладиган соҳаларни, элементлари нуқталарининг АЧХ ни ва КДХ ни аниқлашга имконият яратади.

2. Қаттиқ ва деформацияланувчан жисмлардан ҳосил қилинган қовушқоқ-эластик механик системалар хусусий ва мажбурий тебранма ҳаракатлари муаммоларини ечишнинг Мюллер, Гаусс, Лапласнинг интеграл алмаштирмаси ва Рунге–Кутта услубларига асосланган услуб ва алгоритм ишлаб чиқилган. Ишлаб чиқилган услуб ва алгоритм қовушқоқ-эластик механик системаларнинг резонанс тебранишларини тўла сўндириш ва мажбурий тебранма ҳаракатлар амплитудаларини фаол бошқариш орқали резонанс нуқталарида сўндириш (бир неча марта) га имконият яратади.

3. Йиғилган массали, нуқтавий боғланишли пластина (қобик) лардан ҳосил қилинган қовушқоқ-эластик механик системанинг хусусий ва мажбурий тебранма ҳаракатлари муаммоларининг математик қўйилиши, ечиш услублари, алгоритм ва дастурлари ишлаб чиқилган. Ишлаб чиқилган услублар, алгоритм ва дастурлар механик системанинг қовушқоқ-эластиклик характерини унинг физик-механик параметрларига, геометрик ўлчамларига

ва чегаравий шартларига нисбатан ўзгаришини аниқлашга имконият яратади.

4. “Глобал резонанс амплитуда” (ГРА) тушунчаси киритилган. Глобал резонанс амплитуда системанинг резонанс амплитудаларини аниқлаш ва уларни бошқариш имконини беради.

5. Қовушқоқ-эластик системалар учун системанинг қовушқоқ-эластиклик характерини деформацияланувчи элементлар каттиқлигининг оний қийматига боғлиқ ҳолда умумий баҳолаш услуби ишлаб чиқилган. Ишлаб чиқилган услуб кўчишлар ва кучланишлар резонанс амплитудасини бошқариш имкониятини яратади.

6. Системанинг хусусий тебранма ҳаракатларини сўндириш учун “глобал демпферлаш коэффиценти” (ГДК) тушунчаси киритилган. ГДК системанинг хусусий тебранма ҳаракатларини тўла сўнишини таъминловчи параметрларни аниқлашга имконият яратган.

7. Қатламли пластина (қобик)лардан ҳосил қилинган қовушқоқ-эластик механик системалар учун услуб ва алгоритм ишлаб чиқилган. Ишлаб чиқилган услуб ва алгоритм назария ва тажриба натижаларнинг 20% фарқ қилишини кўрсатган, амортизацияланувчи қурилмаларнинг параметрларини башорат қилишга имконият яратган.

8. Қовушқоқ-эластик уч қатламли қурилмаларнинг хусусий ва мажбурий тебранма ҳаракатлари масалаларини ҳал этишда хусусий частоталар ва демпферлаш кўрсаткичлари учун механик эффектлар аниқланган. Аниқланган механик эффектлар виброҳимоя системаларини ирсий қовушқоқ-эластик система деб қараб, уларни ҳисоблаш услубларини ривожлантириш имконини беради.

9. Қаттиқ ва деформацияланувчи жисмлардан ҳосил қилинган чизиқли қовушқоқ-эластик механик системалар тебранма ҳаракатларини бошқаришда сервобоғланишлар назариясини қўллаш таклиф этилди. Таклиф этилган назария паст частоталарда тебранма ҳаракатларни бошқариш имконини беради.

10. А.Г.Азизов томонидан ишлаб чиқилган сервобоғланиш реакция кучларининг структурасини излаш алгоритми актив виброҳимоя системаларига умумлаштирилди. Умумлаштирилган алгоритм эластик ва қовушқоқ-эластик механик системаларни актив виброҳимоялаш имконини беради.

11. Актив бошқаришнинг мақсадини электромеханик кучлар орқали амалга ошириш услуби ишлаб чиқилди. Ишлаб чиқилган услуб паст частоталарда бошқарувчи куч (момент) ларнинг система параметрларига нисбатан ўзгариш қонунини аниқлаш имконини беради.

**РАЗОВЫЙ НАУЧНЫЙ СОВЕТ ПО ПРИСУЖДЕНИЮ УЧЕНЫХ
СТЕПЕНЕЙ НА ОСНОВЕ НАУЧНОГО СОВЕТА
DSc.28.02.2018.T/FM.61.01 ПРИ ИНСТИТУТЕ МЕХАНИКИ И
СЕЙСМОСТОЙКОСТИ СООРУЖЕНИЙ И ТАШКЕНТСКОМ
ИНСТИТУТЕ ИНЖЕНЕРОВ ИРРИГАЦИИ И
МЕХАНИЗАЦИИ СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА**

БУХАРСКИЙ ИНЖЕНЕРНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

ТЕШАЕВ МУХСИН ХУДОЙБЕРДИЕВИЧ

**РАЗВИТИЕ ТЕОРИИ И МЕТОДОВ РАСЧЕТА КОЛЕБАНИЙ
ДИССИПАТИВНЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ, СОСТОЯЩИХ ИЗ
ТВЕРДЫХ ТЕЛ**

01.02.04 – Механика деформируемого твёрдого тела

01.02.01– Теоретическая механика

**АВТОРЕФЕРАТ ДИССЕРТАЦИИ ДОКТОРА
ФИЗИКО-МАТЕМАТИЧЕСКИХ НАУК (DSc)**

Ташкент-2019

Тема диссертации доктора физико-математических наук (DSc) зарегистрирована в Высшей аттестационной комиссии при Кабинете Министров Республики Узбекистан за B2018.2DSc/fm115.

Диссертация выполнена в Бухарском инженерно - технологическом институте.

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

Научный консультант: **Сафаров Исмоил Иброхимович**
доктор физико-математических наук, профессор

Официальные оппоненты: **Коршунова Наталья Александровна**
доктор физико-математических наук, профессор

Мавлонов Тулкин
доктор технических наук, профессор

Юлдашев Шарафитдин Сайфитдинович
доктор технических наук, профессор

Ведущая организация: **Самаркандский государственный университет**

Защита диссертации состоится «3» июля 2019 года в 14⁰⁰ часов на заседании разового научного совета на основе научного совета DSc.28.02.2018.T/FM.61.01 при Институте механики и сейсмостойкости сооружений и Ташкентском институте инженеров ирригации и механизации сельского хозяйства по адресу: 100000, г. Ташкент, ул. Кари Ниязий, 39, зал заседаний №4. Тел/факс (99871) 237-46-68; факс: (99871) 237-38-79, e-mail:admin@tiiame.uz.

С диссертацией можно ознакомиться в Информационно-ресурсном центре Ташкентского института ирригации и механизации сельского хозяйства (регистрационный номер___). Адрес: 100000, г. Ташкент, ул. Кари Ниязий, 39. Тел.: (99871) 237-19-45.

Автореферат диссертации разослан «15» июля 2019 года
(реестр Протокола рассылки №1 от «15» июля 2019 года).

М.М. Мирсаидов
Председатель разового Научного совета
по присуждению ученых степеней,
д.т.н., профессор, академик

Ш.О. Худайназаров
Ученый секретарь разового Научного совета
по присуждению ученых степеней, к.т.н., доцент

Р.А. Абиров
Председатель Научного семинара при разовом Научном
совете по присуждению ученых степеней, д.ф.-м.н., с.н.с.

ВВЕДЕНИЕ (аннотация диссертации доктора наук (DSc))

Актуальность и востребованность темы диссертации. В мире считается важным увеличить темпы роста техники, технологий и производства на основе создания прочных, надежных, современных машин и оборудования. При создании современных машин и оборудования основной тенденцией остается усложнение конструктивных решений с учетом применения эффектов взаимодействия механизмов с различными физическими свойствами. В этой связи в Соединенных Штатах Америки, Германии, России, Израиле, Южной Корее, Китае и других высокоиндустриальных странах для обеспечения прочности и надежности машин и оборудования уделяется особое внимание изготовлению их из качественных материалов, разработке мер по увеличению их срока службы, внедрению ресурсосберегающих, технически и технологически модернизированных технических средств.

В мире в настоящее время при защите машин и оборудования от различных колебаний особое внимание уделяется разработке эффективных методов оценки амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) и напряженно-деформированного состояния (НДС) с учетом вязкоупругих свойств тел, входящих в их состав. В этом направлении, в частности, с целью обеспечения прочности и устойчивости элементов машин и оборудования, осуществляются целевые научные исследования, такие как развитие теории колебаний вязкоупругих систем, образованных из твердых тел, разработка эффективных методов, алгоритмов и программ оценки АЧХ и НДС элементов машин и оборудования, а также одной из важных задач является разработка методов оценки динамических характеристик и состояний машин и оборудования.

В нашей республике особое внимание уделяется внедрению и эффективному использованию современных, высокоэффективных, ресурсосберегающих техники и технологий. В Стратегии действий по дальнейшему развитию Республики Узбекистан на 2017 - 2021 годы определены задачи¹, направленные на «...повышение конкурентоспособности национальной экономики, модернизацию и интенсивное развитие сельского хозяйства, ... комплексное и сбалансированное социально-экономическое развитие регионов, районов и городов, активное привлечение иностранных инвестиций в отрасли экономики и регионы страны путем улучшения инвестиционного климата». Эти задачи включают в себя развитие теории движения вязкоупругих систем, состоящих из конечного числа твердых тел, с учетом диссипативных свойств конструкций, динамику виброзащиты конструкций, входящих в состав машин и оборудования, с учетом диссипа-

¹ Указ Президента Республики Узбекистан от 7 февраля 2017 г. № УП-4947 “О Стратегии действий по дальнейшему развитию Республики Узбекистан”.
другими нормативно-правовыми документами, относящимися к данной деятельности.

тивных свойств материала, разработку методов виброзащиты, возникающих из-за различных внешних нагрузок, разработку алгоритмов и вычислительных программ, что является одной из важнейших проблем.

Данное диссертационное исследование в определенной степени служит выполнению задач, предусмотренных Указами Президента Республики Узбекистан №УП-4947 от 7 февраля 2017 года «О Стратегии действий по дальнейшему развитию Республики Узбекистан», №УП-5066 от 1 июня 2017г. «О мерах по коренному повышению эффективности системы предупреждения и ликвидации чрезвычайных ситуаций», Постановлениями Президента Республики Узбекистан №ПП-3190 от 9 августа 2017 г. «О мерах по совершенствованию проведения научных исследований в области сейсмологии, сейсмостойкого строительства и сейсмической безопасности населения и территории Республики Узбекистан» и № 3309 от 14 октября 2017 г. «О совершенствовании системы строительства и эксплуатации автомобильных дорог, мостов и других искусственных сооружений», а также другими нормативно-правовыми документами, относящимися к данной деятельности.

Соответствие исследования приоритетным направлениям развития науки и технологий республики. Исследование проведено в соответствии с приоритетным направлением развития науки и технологий Республики Узбекистан IV: «Математика, механика, сейсמודинамика сооружений и информатика».

Обзор зарубежных научных исследований по теме диссертации².

Научные исследования по усовершенствованию теории и разработке методик расчета колебательных процессов в диссипативных механических системах проводятся в ведущих научных центрах и высших учебных заведениях мира, в частности таких, как в Evanston North-East university, Cornell university, Texas university, Ohio university (США), Oxford university (Англия), Технический университет имени Р.Ганди, Канпурский технологический университет (Индия), Тегеранский университет (Иран), Московский государственный авиационный институт, Томский технический университет, Пензенский государственный университет, Московский институт электронного машиностроения (технический университет), Московский государственный университет, Пермский государственный университет, Институт машиноведения Академии наук РФ, Сибирское отделение

² Обзор международных научных исследований по теме диссертации: <http://educationbro.com/ru/universities/usa/cornell-university/>, <https://www.sgu.ru/research/napravleniya-nauchnyh-issledovaniy-sgu>, https://miem.hse.ru/Sys-tem_of_control_of_dynamic_objects, <https://center-ua.com/severo-zapadnyj-uni-versitet/>, <https://www.cambridge.org/core/journals/journal-of-mechanics>, <http://www.imash.ru/about/schools/school-rabotnov/>, <https://www.msu.ru/science/sschool.html>, http://scholarsmine.mst.edu/masters_theses; <https://por-tal.issn.org/resource/issn/>, <http://www.scirp.org/Journal/Home.aspx/IssueID=9470>, <http://www.dissercat.com/catalog/fiziko-matematicheskie-nauki>, <http://mtt.ipmnet.ru/en/Issues.php/y=2018&n=1>, <http://studychina.ru/education/shanhajskij-universitet-shanghai-university/>, <http://www.univerrating.ru/college.asp?id=40>, <https://www.educationindex.ru/university-search/university-of-texas-at-austin/>, <https://www.educationindex.ru/university-search/ohio-university/> и использованы на основе других источников.

Академии наук РФ (Россия), Институт механики НАН Армении (Армения), Институт гидромеханики НАН Украины, Институт механики имени С.П. Тимошенко НАН Украины (Украина), Минский государственный университет (Беларусь), Отдел «Физика и математика» НАН Азербайджана (Азербайджан), Международный Казахско-Турецкий университет имени А.Ясави (Казахстан), Католический университет (Бразилия), Институт механики и сейсмостойкости сооружений Академии наук Республики Узбекистан, Ташкентский государственный технический университет (Узбекистан).

В мире по усовершенствованию теории и разработке методик расчета колебательных процессов вязкоупругих систем, образованных из конечного числа тел, ведётся ряд научных исследований, в результате получены следующие результаты: используя элементы активного демпфирования, разработаны методы оценки амплитуды перемещений (Новосибирский государственный университет, Россия; university Washington, США; university Paris, Франция); разработаны методики расчета проблем собственных и вынужденных колебаний диссипативных систем (Московский институт электронного машиностроения, Пермский государственный университет, Россия; Технический университет имени Р.Ганди, Канпурский технологический университет, Индия); с учетом диссипативных свойств материалов разработаны методы расчета многослойных пластин (Белорусский государственный транспортный университет, Беларусь; Казахско-турецкий международный университет, Казахстан); с учетом вязкоупругих характеристик материалов элементов машин и оборудования разработаны методы активной защиты от колебаний и вибраций при низких частотах (Hawaii university, США; Новосибирский государственный университет, Иркутский технический университет, Россия; Osaka university, Япония), разработаны методы решения проблем собственных и вынужденных колебаний пакета пластин (или оболочек) (Институт механики и сейсмостойкости сооружений АН РУз, Ташкентский институт инженеров ирригации и механизации сельского хозяйства, Самаркандский государственный университет, Бухарский инженерно-технологический институт, Узбекистан).

В мире ведутся научные исследования по влиянию реологических свойств материалов на АЧХ и напряженно-деформированные состояния (НДС) систем, образованных из разнородных элементов, по геометрическим размерам, по физическим параметрам оценки влияния присоединенных масс и точечных опор, в частности, по следующим установившимся направлениям: по развитию теории за счет применения теории колебаний деформируемых систем на диссипативные механические системы; по развитию методик расчета, алгоритмов и программ проблем собственных и вынужденных колебаний пакета пластин (или оболочек), имеющих точечные опоры и присоединенные массы при внешних гармонических или ударных (нестационарных) нагрузках; по разработке методик решения проблем оценки влияния реологических свойств материалов элементов слоистых

диссипативных систем, их геометрических размеров и граничных условий; по разработке моделей, выражающих активные (управляемые) системы и усовершенствованию методов определения физико-механических и геометрических параметров, выражающих устойчивость системы.

Степень изученности проблемы. В мировой практике были проведены исследования по оценке НДС частей машин и оборудования. Инструкции и рекомендации, разработанные ими, были рекомендованы в конструкторские бюро для создания новых машин и оборудования. Методологические основы исследований создания современных машин и оборудования были рассмотрены в работах ряда ученых, в частности И.И. Артоболевского, В.Л. Вейца., Р.Ф. Ганиева, К.В. Фролова, М.Д. Генкина, I.I. Wulfson, Я.Г. Пановко, К.С. Колесникова, Н.И. Левицкого, J. S. Snowdon, J.P. Den-Gartog, М.А. Колтунова, В.П. Майборода, А.С. Кравчука, И.Е. Трояновского, А.П. Филиппова, С.П. Тимошенко и др. В этих работах машины и оборудования изучались сквозь призму теории управления и системного анализа.

В работах ряда ученых, в числе которых К. И. Билибин, А.В.Лысенко, А. И. Власов, Н.К. Юрков, Л. В. Журавлева, В.Г. Ивченко, И.П. Норенков, рассмотрены различные применения теоретических разработок, включая динамику робототехники, динамику различных механизмов и машин, технологические расчеты рабочих процессов и обеспечение прочности технических, а также транспортных объектов, на которые действуют различные внешние нагрузки.

По разработке методов защиты машин и оборудования от воздействий различных колебаний и развитию методов их расчета занимались Л.Н.Елисеев, А.И.Куксаренко, В.П.Волков, Ш.П. Алимухамедов, Н.З. Адилов, М.М. Мирсаидов, Ш.О. Худойназаров, О.М. Дусматов и др.

Вместе с тем до настоящего времени не достаточно развиты теоретические основы проблемы активного и пассивного управления колебаниями. Для вязкоупругих систем не достаточно развиты методы их решения, теоретическая проблема с точки зрения математики еще не поставлена, не достаточно развиты методы решения и алгоритмы получения численных результатов, недостаточно изучены проблемы выбора ядра и его реологических параметров, их влияния на частоту и коэффициент демпфирования.

Связь диссертационного исследования с планами научно-исследовательских работ. Диссертационная работа выполнена в соответствии с планами научно-исследовательских работ Бухарского инженерно-технологического института в рамках проектов № Ф-126- “Математическое моделирование собственных колебаний криволинейных труб с протекающей жидкостью” (2006-2009) и № Ф-4-14- “Развитие теории и разработка методов расчета напряженно-деформированного состояния подземных криволинейных труб, протекающих жидкостью при воздействии внешних нагрузок” (2012-2016).

Целью исследования является усовершенствование теории и развитие

научной основы аналитического и численного исследования динамики тонкостенных пластинчатых (или оболочечных) конструкций с сосредоточенными массами и точечными опорами при воздействии гармонических (или нестационарных) нагрузок с учетом управления.

Задачи исследования:

разработать математическую постановку, методы решения и алгоритм для исследования задач динамики вязкоупругих систем, состоящих из пакета тонкостенных пластинчатых (или оболочечных) конструкций с сосредоточенными массами и точечными опорами при воздействии гармонических (или нестационарных) нагрузок;

сравнительно оценить изменение нескольких мод комплексных частот (действительной и мнимой части) собственных колебаний в зависимости от физико-механических и геометрических параметров элементов механических систем, а также обосновать достоверность результатов для вязкоупругих тонкостенных пластинчатых (оболочечных) систем с сосредоточенными массами и точечными опорами;

развить методы исследования собственных и вынужденных колебаний системы с конечным числом и счетным множеством степеней свободы как диссипативно – неоднородной (или однородной) системы;

разработать теорию управления резонансными режимами механической системы на основе теории систем с сервосвязями;

разработать метод осуществления целей активного управления;

на основе полученных новых научных результатов и предложений разработать практические рекомендации по их использованию.

Объект исследования - вязкоупругие тонкостенные пластины (или оболочки) с присоединенными массами и точечными опорами, жесткие тела, деформируемые элементы (пружинки).

Предмет исследования - модели, представляющие собой диссипативно-однородные или неоднородные механические системы, образованные из тонкостенных пластин (или оболочек) с прикрепленными массами и точечными опорами, законы изменения их параметров, теория структурно-однородных или структурно-неоднородных систем, образованных из конечного числа тел, методики их расчета, алгоритмы и программы.

Методы исследования. В процессе исследований применены методы теории упругости, теории вязкоупругости, математического анализа, математической физики, численные методы, методы математического моделирования, алгоритмизации и методы теории систем с сервосвязями.

Научная новизна исследования заключается в следующем:

развита теория динамики (пассивного и активного управления) колебаний вязкоупругих систем, образованных из конечного числа тел при сосредоточенных массах и точечных опорах с учетом граничных условий;

с учетом устойчивости системы, алгоритм отыскания структуры реакций сервосвязей применяя к вязкоупругим механическим системам, разработан метод активного управления интенсивностью энергии системы;

с учетом вязкоупругости механической системы разработана методика выявления параметров, обеспечивающих наибольшую поглощающую способность системы, состоящей из твердых и деформируемых тел;

с учетом выбора параметров, выражающих диссипативные свойства и геометрические размеры системы, выявлены методы снижения амплитуд резонансных колебаний;

разработан метод осуществления целей активного управления построением электромеханической цифровой следящей системы (ЦСС).

с учетом вязкоупругости механической системы в определенном диапазоне выявлен эффект неизменяемости второй глобальной формы для некоторых геометрических и физико-механических параметров системы.

Практические результаты исследования заключаются в следующем:

разработаны методы решения прикладных проблем динамики движений структурно-однородных или структурно-неоднородных систем, образованных из тонкостенных пластин (оболочек) с точечными массами и точечными связями;

с учетом сосредоточенных масс и точечных связей, приложенных к системе, на основе метода фундаментальных базисных функций разработаны методики гашения собственных колебаний структурно-однородных и структурно-неоднородных систем, образованных из конечного числа тел;

разработаны методы выявления зон интенсивности поглощения энергии структурно-однородных и структурно-неоднородных систем, образованных из пакета тонкостенных пластин (оболочек);

с учетом сосредоточенных масс и точечных связей, приложенных к системе, на основе метода фундаментальных базисных функций разработаны методики снижения (в несколько раз) резонансных амплитуд движений структурно-однородных и структурно-неоднородных систем, образованных из конечного числа тел;

разработан метод осуществления целей активного управления электромеханическими силами построением электромеханической цифровой следящей системы (ЦСС);

разработаны методики, алгоритмы и программы решения прикладных проблем динамики колебаний вязкоупругих систем, состоящих из пакета тонкостенных пластинчатых (или оболочечных) конструкций с прикрепленными массами и точечными связями, на которые действуют гармонические нагрузки.

Достоверность результатов исследования обосновывается применением методов теории упругости и теоретической механики, теории вязкоупругости, математического анализа, математической физики и строгостью математических выкладок правильной постановкой проблем, а также сравнительным анализом результатов, полученных по теории колебаний вязкоупругих систем, образованных из конечного числа тел, с известными результатами точного расчета.

Научная и практическая значимость результатов исследования.

Научная значимость проведенных исследований заключается в

усовершенствовании теории и разработке методов расчета движений вязкоупругих систем, образованных из конечного числа тел. Разработанные методики, алгоритмы и программы решения проблем собственных и вынужденных колебаний вязкоупругих систем, образованных из конечного числа тел, вносят определенный вклад в развитие теории диссипативных систем, состоящих из тонкостенных пластинчатых (или оболочечных) конструкций с сосредоточенными массами и точечными связями.

Практическая значимость результатов исследования объясняется тем, что модель машин и оборудований, разработанные алгоритмы и программы для решения проблем собственных и вынужденных колебаний вязкоупругих систем, образованных из конечного числа тел, на которые действуют гармонические и нестационарные динамические воздействия, с учетом вязкоупругих характеристик системы, физических и геометрических параметров, определения и оценки оптимальных параметров их элементов могут быть использованы для проектирования современных машин и оборудований.

Внедрение результатов исследования.

На основе полученных результатов развития теории и разработки методов, алгоритмов и программ расчета колебаний диссипативных механических систем, образованных из твердых тел:

метод обеспечения элементами системы из материалов с различными физико-механическими свойствами (диссипативно-неоднородная система) был внедрен к расчету для снижения резонансной амплитуды при установке компрессора 294Г12-370/25-56М1 газоперекачивающих агрегатов (Справка АО «Узтрансгаз» №02-10-1702/6364 от 14 августа 2018 г.). Результат внедрения научного исследования способствовал увеличению запаса прочности сооружения в 1,5 раза;

метод снижения резонансных амплитуд структурно-неоднородных механических систем был внедрен к исследованию компрессора 294Г12-370/25-56М1, номинальный размах виброперемещений ротора которого в рабочем диапазоне частот вращения $66,25 \dots 92,75 \text{ с}^{-1}$ не более 60 мкм, для снижения резонансных амплитуд и шумов (Справка АО «Узтрансгаз» №02-10-1702/6364 от 14 августа 2018 г.). Результат внедрения научного исследования способствовал снижению резонансных амплитуд газоперекачивающего агрегата в 1,6 раза;

методики решения проблем динамики диссипативно-неоднородных механических систем, образованных из твердых тел, были использованы в зарубежном гранте “Математическое, компьютерное и натурное моделирование динамики дельта робота” (Акт Московского государственного университета пищевых производств от 21 июня 2018 г.) при определении собственных и вынужденных колебаний системы в зависимости от геометрических и физико-механических параметров, а также граничных условий. Применение научного результата способствовало численному моделированию динамики схвата манипулятора под нагрузкой и без нагрузки;

эффект интенсивности диссипации энергии структурно-неоднородных систем, а также методика определения области этой интенсивности использованы в фундаментальном проекте Ф-4-23 “Динамическая задача теории упругости в разработке распространения волн, возникающих от движения в непрерывной полуплоскости груза, состоящего из трехмерных кусочных пород” (2012-2016) (Справка Министерства высшего и среднего специального образования Республики Узбекистан № 89-03-2516 от 4 июня 2018 г.). Использование научного исследования способствовало интенсивному гашению амплитуд волн в областях, где диссипация волн, возникающих от движения груза, состоящего из кусочно-диссипативных пород, в непрерывной полуплоскости высокая.

Апробация результатов исследования. Результаты исследования доложены на 33 научно- практических конференциях, в том числе 12 международных конференциях.

Опубликованность результатов исследования. По теме диссертации всего опубликовано 57 научных работ. Из них 4 монографии, 12 научных статей, в том числе 4 - в республиканских и 8 - в зарубежных журналах, рекомендованных Высшей аттестационной комиссией Республики Узбекистан для публикации основных научных результатов диссертации доктора наук (DSc).

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, шести глав, заключения, списка использованной литературы и приложения. Объем диссертации составляет 197 страниц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ

Во введении обоснованы актуальность и востребованность темы диссертации, сформулированы цель и задачи, объект и предмет исследования. Показано соответствие исследования приоритетным направлениям развития науки и технологий Республики Узбекистан. Изложена научная новизна и практические результаты исследования. Раскрыты достоверность полученных результатов и их теоретическая и практическая значимость. Приведены сведения о внедрении результатов исследования, об опубликованных работах и структуре диссертации.

В первой главе - **“О колебаниях структурно-неоднородных механических систем, образованных из конечного числа тел”** приведен краткий обзор работ, посвященных колебаниям диссипативных механических систем, состоящих из твердых тел, а также разработке компенсирующих воздействий в управляемых механических системах с применением сервосвязей .

Во второй главе – **“Общая математическая постановка и методики решения задач линейных диссипативных механических систем”** – приведены основные соотношения и законы деформирования, разработаны математическая постановка и методы решения, а также алгоритм и программы решения задач колебаний диссипативных механических систем

(ДМС), включающих в свой состав как твердые, так и деформируемые тела с учетом реологических характеристик материалов и управляемости.

Анализируется ДМС, состоящая из N - жестких и K - деформируемых тел, соединенных друг с другом и основанием S вязкоупругими элементами (см. рис.1). Деформируемые тела системы изготовлены из упругих или вязкоупругих материалов. Физические свойства вязкоупругих материалов выражаются наследственными соотношениями Больцмана – Вольтерра с интегральными разностями ядер наследственности.

Когда на систему не действуют внешние воздействия, исследуются собственные колебания, а когда действуют – вынужденные колебания.

Для деформируемых элементов деформации и напряжения связаны соотношениями:

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

где $\bar{\lambda}_n = \lambda_{0n} [1 - \Gamma_{\mu n}^c(\omega_R) - i \cdot \Gamma_{\mu n}^s(\omega_R)]$, $\bar{\mu}_n = \mu_{0n} [1 - \Gamma_{\mu n}^c(\omega_R) - i \cdot \Gamma_{\mu n}^s(\omega_R)]$,

$$\Gamma_{\lambda n}^c(\omega_R) = \int_0^{\infty} R_{\lambda n}(\tau) \cos \omega_R \tau d\tau, \quad \Gamma_{\mu n}^c(\omega_R) = \int_0^{\infty} R_{\mu n}(\tau) \cos \omega_R \tau d\tau,$$

$$\Gamma_{\lambda n}^s(\omega_R) = \int_0^{\infty} R_{\lambda n}(\tau) \sin \omega_R \tau d\tau, \quad \Gamma_{\mu n}^s(\omega_R) = \int_0^{\infty} R_{\mu n}(\tau) \sin \omega_R \tau d\tau,$$

косинус и синус образы Фурье ядра релаксации соответственно; ω_R - действительная величина. При расчетах использовано трехпараметрическое слабо-сингулярное ядро Колтунова-Ржаницына $R_{\lambda n}(t) = R_{\mu n}(t) = R_n(t) = A_n e^{-\beta_n t} / t^{1-\alpha_n}$ и ядро Работнова:

$$\tilde{E}_n = E_n (1 - \Gamma_n^*); \quad \tilde{\nu}_n = \nu_n + \frac{1-2\nu_n}{2} \Gamma_n^*; \quad \Gamma_n^* f(t) = m_n \int_{-\infty}^t \mathcal{E}_{-1/2}^{(n)}(-\beta_n, t-\tau) f(\tau) d\tau,$$

где E_n и ν_0 – мгновенные значения модуля Юнга и коэффициента Пуассона; m_n , β_n – параметры материала. В качестве ядра интегрального оператора использована дробно-экспоненциальная функция Работнова:

$$m_n \mathcal{E}_{-1/2}^{(n)}(-\beta, t) = m_n t^{-1/2} \sum_{j=0}^{\infty} \frac{(-\beta_n)^j t^{j/2}}{\Gamma[(j+1)/2]},$$

здесь $\Gamma(j) = \int_0^{\infty} y^{j-1} \exp(-y) dy$ - гамма-функция и $\nu \neq const$.

Для вывода уравнений движения применим принцип виртуальных перемещений, который гласит, что сумма виртуальных работ сил, включая силы инерции, на виртуальных перемещениях равна нулю:

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

где

$$\delta A_{\sigma} = -\sum_{n=1}^{S_2} \int_{V_n} \sigma_{ij} \delta \varepsilon_{ij} dV - \sum_{e=1}^{S_1} \Gamma_e \delta \Delta e;$$

$$\delta A_u = -\sum_{n=1}^{S_a} \int_{V_n} \rho_n \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial t^2} \delta \bar{u} dV - \sum_{k=1}^n m_k \frac{d^2 \bar{u}}{dt^2} \delta \bar{u}_k - \sum_{k=1}^n I_k \frac{d^2 \bar{u}}{dt^2} \delta \bar{\varphi}_k;$$

$$\delta A_F = \sum_{n=1}^{S_2} \int_{E_n} \bar{f}_p \delta \bar{u} dE - \sum_{n=1}^{S_1} \int \rho_n \bar{f}_n \delta \bar{u} dV + \sum_{n=1}^{N_1} \int \bar{F}_n \delta \bar{u}_n + \sum_{k=1}^{N_1} \int \bar{M}_k \delta \bar{\varphi}_k,$$

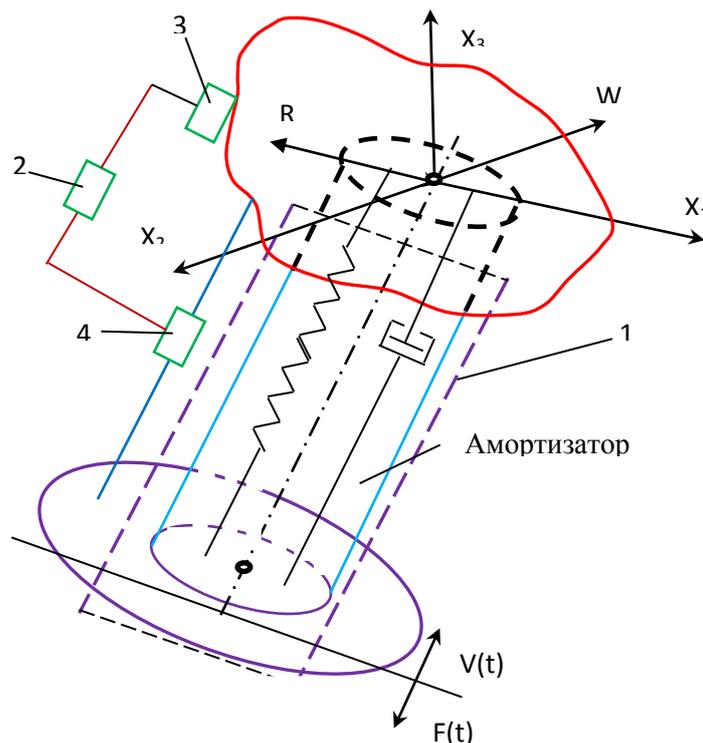


Рис.1. Расчетная схема.

1-амортизатор; 2-преобразователь; 3-датчик; 4-исполнительное устройство

δA_{pa} - вариации работы пондеромоторных сил; $\delta \varepsilon_{ij}, \delta \nabla e$ – вариации деформаций распределенных и линейных сосредоточенных тел; ρ_n – плотность материала n -го деформируемого элемента; m_k - масса k -го тела; $\bar{u}, \bar{u}_n, \delta \bar{u}, \delta \bar{u}_n$ – векторы смещений и их вариации; \bar{f}_p – плотности поверхностных сил; V_n, E_n – объем и поверхность n -го тела; I_n – тензор моментов инерции n -го тела; \bar{F}_n, \bar{M}_k – главный вектор и главный момент сил.

Если механическая система состоит из сосредоточенных масс, прикрепленных друг с другом и основанием безмассовыми деформируемыми элементами, тогда для описания механического состояния системы используются уравнения Лагранжа II рода:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} = \frac{\partial \Pi}{\partial q_j} + Q_j + R_j^{(2)}(v) \\ T_s \frac{\partial v}{\partial t} + v = A \cdot u \end{cases} \quad (2)$$

где Π и T - потенциальная и кинетическая энергии, $Q_j(t)$ - обобщенная сила, соответствующая обобщенной координате q_j , A - прямоугольная матрица порядка $(m \times n)$; $R_j^{(2)}(v)$ - обобщенные управляющие силы; T_s -матрица коэффициентов запаздывания; v, u -параметры управления.

Если механическая система, положение которой определяется обобщенными координатами q_1, \dots, q_n , стеснена целями активного управления (сервосвязями) вида

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

с учетом параметрического освобождения системы от целей активного управления (сервосвязей) методом (А)-перемещений получены уравнения с множителями связей

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i + \sum_{\theta_1=1}^a \lambda_{\theta_1} a_{\theta_1 i}^*, \quad (i=1, \dots, n),$$

где $R_i^2 = \sum_{\theta_1=1}^a \lambda_{\theta_1} a_{\theta_1 i}^*$ -реакции целей активного управления (сервосвязей).

Если механическая система, положение которой определяется обобщенными координатами q_1, \dots, q_n , стеснена целями активного управления (сервосвязями) вида

$$\begin{cases} \Phi_\alpha(t, q_1, \dots, q_n) = 0, & (\alpha = 1, \dots, a), \\ \Psi_\gamma(t, q_1, \dots, q_n, \dot{q}_1, \dots, \dot{q}_n) = 0, & (\gamma = 1, \dots, c), \end{cases} \quad (a + c = k)$$

получены уравнения вида Аппеля

$$\frac{\partial S}{\partial \dot{e}_v} = Q_v + R_v^{(2)}, \quad (v=b+1, \dots, n)$$

где S - энергия ускорений системы, e_v - скоростные параметры.

Пусть линейная диссипативная механическая система (ЛДМС) состоит из пространственных жёстких тел, соединенных с помощью безмассовых деформируемых элементов. Тогда задача (1) сводится к системе линейных дифференциальных уравнений с комплексными жесткостями:

$$\sum_{k=1}^{6N} (a_{jk} \ddot{q}_k + \tilde{C}_{jk} q_k) = f_j e^{-i\lambda t} + \delta_{\omega_R, \lambda} \cdot F^{(2)}(v) \cdot e^{-i\lambda t}, \quad j = 1, 2, \dots, 6N \quad (3)$$

где λ - частота; a_{jk} - компоненты действительной матрицы обобщенных масс; $C_{jk} = C_{Rjk} + iC_{Ijk}$ - обобщенные жесткости, $\delta_{\omega_R, \lambda}$ - символы Кроникера; $F^{(2)}(v)$ - пондеромоторные силы.

При собственных колебаниях решение будем искать в виде

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

где $\omega = \omega_R + i\omega_I$ – комплексная частота, и тогда задача сводится к задаче на определение собственных значений:

$$\sum_{k=1}^{6N} (\tilde{C}_{jk} - \omega^2 a_{jk}) \cdot A_k = 0 \quad , \quad (j=1, \dots, 6N) \quad .$$

При вынужденных колебаниях решение системы (3) ищется в виде:

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

где A_j – искомые комплексные амплитуды. Тогда получим систему:

$$\sum_{k=1}^{6N} (\tilde{C}_{jk} - \lambda^2 a_{jk}) A_k = f_j + \delta_{\omega_R, \lambda} \cdot F^{(2)}(\nu) \quad .$$

Для систем с деформируемыми телами задача (1) сводится к системе:

$$\sum_{k=1}^{S_2} L_{jk} W_k \pm \rho_j \frac{\partial^2 W_j}{\partial t^2} = \pm \rho_j f_{1j} e^{i\lambda t} + \delta_{\omega_R, \lambda} \cdot F^{(2)}(\nu) \quad , \quad (4)$$

где W_j – составляющие перемещения; ρ_j – плотность; f_j – амплитуды; L_{jk} – операторы дифференцирования.

Решение системы (4) может быть получено методикой, разработанной нами, которая основана на методах Мюллера, Гаусса, интегрального преобразования Лапласа и Рунге Кутты.

Третья глава диссертации – **“О собственных колебания пакета пластинчатых (или оболочечных) систем с точечными твердыми телами и точечными опорами”** – посвящена исследованиям собственных колебаний пластинчатых (или оболочечных) систем с присоединенными массами точечными опорами. Пусть n -ая пластина системы совершает колебания по закону

$$W_k(x, y, t) = W_{ok}(x, y) e^{i\omega t} \quad ,$$

где $W_{ok}(x, y)$ – комплексные собственные формы главных колебаний; ω – неизвестные комплексные частоты. Они должны удовлетворять условию шарнирного закрепления в S точках

$$W_0(x^s, y^s) = 0 \quad , \quad (s=1, \dots, S) \quad , \quad (5)$$

и защемления в направлениях α_s относительно оси Ox :

$$\frac{\partial W_0(x^s, y^s)}{\partial \alpha_s} = 0 \quad , \quad (s=1, \dots, S_\alpha; \quad 0 \leq \alpha_s \leq \frac{\pi}{2}) \quad , \quad (6)$$

где x^s, y^s – координаты S -й внутренней опоры. С учётом связей (5) и (6) с помощью метода множителей Лагранжа получено вариационное уравнение

$$\delta \left[\sum_{s=1}^S \lambda_s W_0(x^s, y^s) + \sum_{s=1}^{S_0} \lambda_s^\alpha \frac{\partial W_0(x^s, y^s)}{\partial \alpha_s} + G_{n_{\max}}^\circ - T_{\max} \right] = 0 \quad . \quad (7)$$

Требуется найти собственные частоты ω_1, ω_2 и формы W_0^1, W_0^2 , которые удовлетворяли бы уравнению (7) и граничным условиям (5), (6).

Минимизирующую форму, удовлетворяющую вариационному уравнению (7) и заданным граничным условиям, будем искать в виде конечной суммы по известным базисным формам $A_k(x, y)$

$$W_0(x, y) = \sum_{k=1}^K \gamma_k A_k(x, y) \quad , \quad (8)$$

где γ_k – искомые коэффициенты.

Подставляя (8) в (7), получим следующую систему $K+S+S_\alpha$ однородных уравнений относительно $K+S+S_\alpha$ неизвестных $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_s, \lambda_1^\alpha, \lambda_2^\alpha, \dots, \lambda_{s_\alpha}^\alpha, \gamma_1, \dots, \gamma_k$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \lambda_s} [Q(\lambda_s, \lambda_s^\alpha, \gamma_k)] &= 0 \quad , \quad (s = 1, \dots, S) \\ \frac{\partial}{\partial \lambda_s^\alpha} [Q(\lambda_s, \lambda_s^\alpha, \gamma_k)] &= 0 \quad , \quad (s = 1, \dots, S_\alpha) \\ \frac{\partial}{\partial \gamma_k} [Q(\lambda_s, \lambda_s^\alpha, \gamma_k)] &= 0 \quad , \quad (s = 1, \dots, K) \end{aligned} \quad (9)$$

В матричном виде система (9) может быть представлена следующим образом:

$$(A - \omega^2 B) \cdot \bar{\xi} = 0$$

Необходимое и достаточное условие существования нетривиального решения этой системы имеет вид:

$$|A - \omega^2 B| = 0 \quad .$$

Для иллюстрации полученных результатов исследованы собственные колебания двух и трёх пакетов пластин. Пластины имеют точечные связи по контуру и во внутренних точках. Физические и геометрические параметры пластин изучены при следующих параметрах:

$$\begin{aligned} E_{01} = E_{02} = 1; \rho_1 = \rho_2 = 1; \nu_1 = \nu_2 = 0.25; M_1 = M_2 = M_3 = 0.03, a = b = 1. \\ A = 0.078, \quad \alpha = 0.1 \quad , \quad \beta = 0.005 \end{aligned}$$

Проанализированы два варианта: а) для диссипативно-однородной системы (когда все тела вязкоупругие), как частоты колебаний ω_{Kj} , так и коэффициенты демпфирования ω_{j} ($j = 1, 2$) от параметра C_2 оказались монотонными; б) для диссипативно-неоднородной системы (когда пластинки упругие, а амортизаторы вязкоупругие)- коэффициенты демпфирования ω_{j} ($j = 1, 2$) от параметра C_2 оказались немонотонными (рис.2.). Как установлено, коэффициенты демпфирования ω_{j} ($j = 1, 2$) изменяются радикальным образом. Особый интерес для практики вызывает минимальное значение коэффициента демпфирования (при фиксированной C_2):

$$\omega^0(\Phi_I) = \max_{\Phi_I} \min_i [\omega_i(\Phi_I)] ,$$

здесь $\omega^0(\Phi_i)$ - оптимальная величина показателя демпфирования ω_i ; $\Phi_i(\Phi_1, \Phi_2, \dots, \Phi_i)$ - оптимизируемые параметры; N - количество анализируемых собственных частот ($i = 1, 2, \dots, N$).

Введено понятие “глобальный коэффициент демпфирования” (ГКД), введенный в работах И.Е.Трояновского и И.И.Сафарова. Функция параметра ГКД может быть определена изменением физических свойств или геометрических размеров системы.

В четвертой главе диссертации – “Установившиеся и неустойчивые колебания вязкоупругих систем” – рассматриваются установившиеся и неустойчивые колебания ЛДМС. Возмущающие силы, приложенные к n -му телу имеют вид:

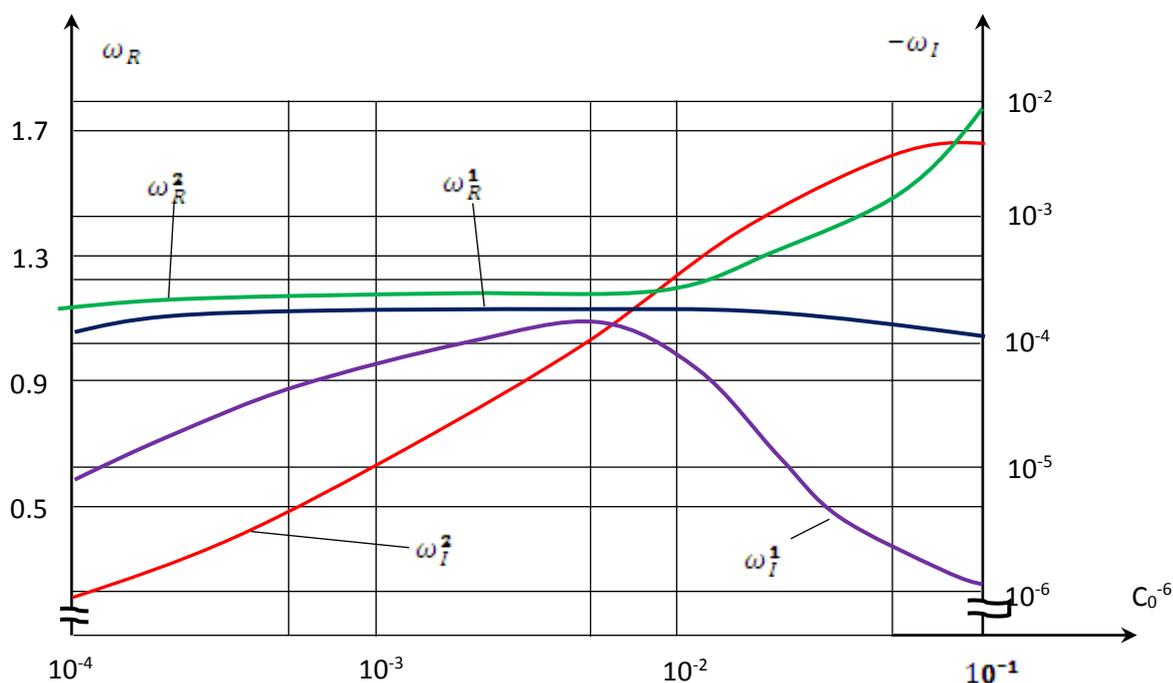


Рис. 2. Изменение коэффициента демпфирования и частоты в функции от жесткости амортизатора (диссипативно-неоднородная система)

$$\bar{P}_{nj}(t) = \bar{P}_{nj}^0 e^{-i\alpha t} \quad , \quad (n = 1, \dots, N; \quad j = 1, \dots, J) .$$

Для описания релаксационных процессов, происходящих в вязкоупругих телах используется линейная теория наследственности Больцмана - Вольтерры:

$$\sigma_{mk}^n(t) = E_n \left[\varepsilon_{mk}^n(t) - \int_{-\infty}^t R^n(t-\tau) \cdot \varepsilon_{mk}^n(\tau) d\tau \right] \quad ,$$

где E_n - мгновенный модуль упругости; $R^n(t-\tau)$ - ядро релаксации.

Учитывая виртуальную работу поверхностных сил δA_p , используем принцип виртуальных перемещений (1):

$$\delta A_\sigma + \delta A_a + \delta A_m + \delta A_p = 0 \quad ,$$

где

$$\delta A_p = \sum_{n=1}^N \sum_{j=1}^J \bar{P}_{nj}(t) \int_{\Omega_n} \delta U_{nj}(\bar{x}, t) d\Omega \quad .$$

Установившиеся колебания будем искать в виде:

$$U_{nj}(\bar{x}, t) = U_{nj}^0(\bar{x}) e^{-i\omega t} \quad .$$

Тогда вариационное уравнение запишется следующим образом:

$$\delta \{G(U_{nj}^0(\bar{x}), \omega^2) + F(\lambda_{nj}^s, k_{nj}^s, \mu_{nj}^s)\} = 0, \quad (10)$$

Задача теперь формулируется так: требуется найти как функцию от частоты вынуждающей силы модуль вектора перемещений $U_{nj}^0(\bar{x})$ (амплитуду вынужденных колебаний), удовлетворяющего уравнению (10) и заданным однородным краевым условиям. Начальные условия здесь не ставятся.

Решение уравнения (10) будем искать в виде линейной комбинации ортогональных базисных функций, которые должны удовлетворять уравнению (10) и заданным граничным условиям

$$U_{nj}^0(x) = \sum_{k=1}^K \gamma_{nj}^k \Phi_{nj}^k(\bar{x}) \quad , \quad (n=1, \dots, N; \quad j=1, \dots, J) \quad . \quad (11)$$

После подстановки суммы (11) в соотношение (10) коэффициенты γ_{nj}^k и множители Лагранжа $\lambda_{nj}^s, k_{nj}^s, \mu_{nj}^r$ играют роль обобщенных координат полученной системы. В матричном виде ее можно представить в виде:

$$(A + \sum_{n=1}^{N_n} f_n(\omega) \cdot A_n^n + \sum_{n=1}^{N-1} f_{ln}(\omega) A_{ln}^n + \sum_{n=1}^{N-1} \sum_{l'=1}^{L'_n} f_{l'n}(\omega) A_{l'n}^n - \omega^2) \cdot \bar{\xi} = \bar{P}_{nj}^0 \quad .$$

Для иллюстрации исследована система, представляющая собой пакет из двух квадратных упругих пластин, шарнирно опертых по контуру. В центральной точке пластины соединены одним амортизатором. На обеих пластинах имеется по одной присоединенной массе. По площади обеих пластин действует равномерно распределенная вынуждающая сила P с единичной амплитудой. Механические и геометрические параметры пластин:

$$E = 2 \cdot 10^{11} \frac{H}{M^2}, \quad \rho = 7.8 \cdot 10^3 \frac{KZ}{M^3}, \quad \nu = 0.3 \quad , \quad a = b = 0.2 \text{ м}, \quad h = 0.001 \text{ м}.$$

Параметры ядра релаксации: $A = 0.078, \quad \alpha = 0.1 \quad , \quad \beta = 0.005$.

Введено понятие “глобальная резонансная амплитуд” (ГРА)

$$\delta_{\sigma_{33k}} = \max_{\gamma} (|A_{\sigma_{33k}}|) \quad , \quad (|A_{\sigma_{33k}}| = |\sigma_{33}(x, z) / \sigma_{33}^p(x, 0)|) \quad .$$

Проведено исследование АЧХ системы как функций от положения груза M_2 для центральных точек обеих пластин $y_{M_1} = 0.1 \text{ м}$ ($x = y = 0.1 \text{ м}$) (рис.3).

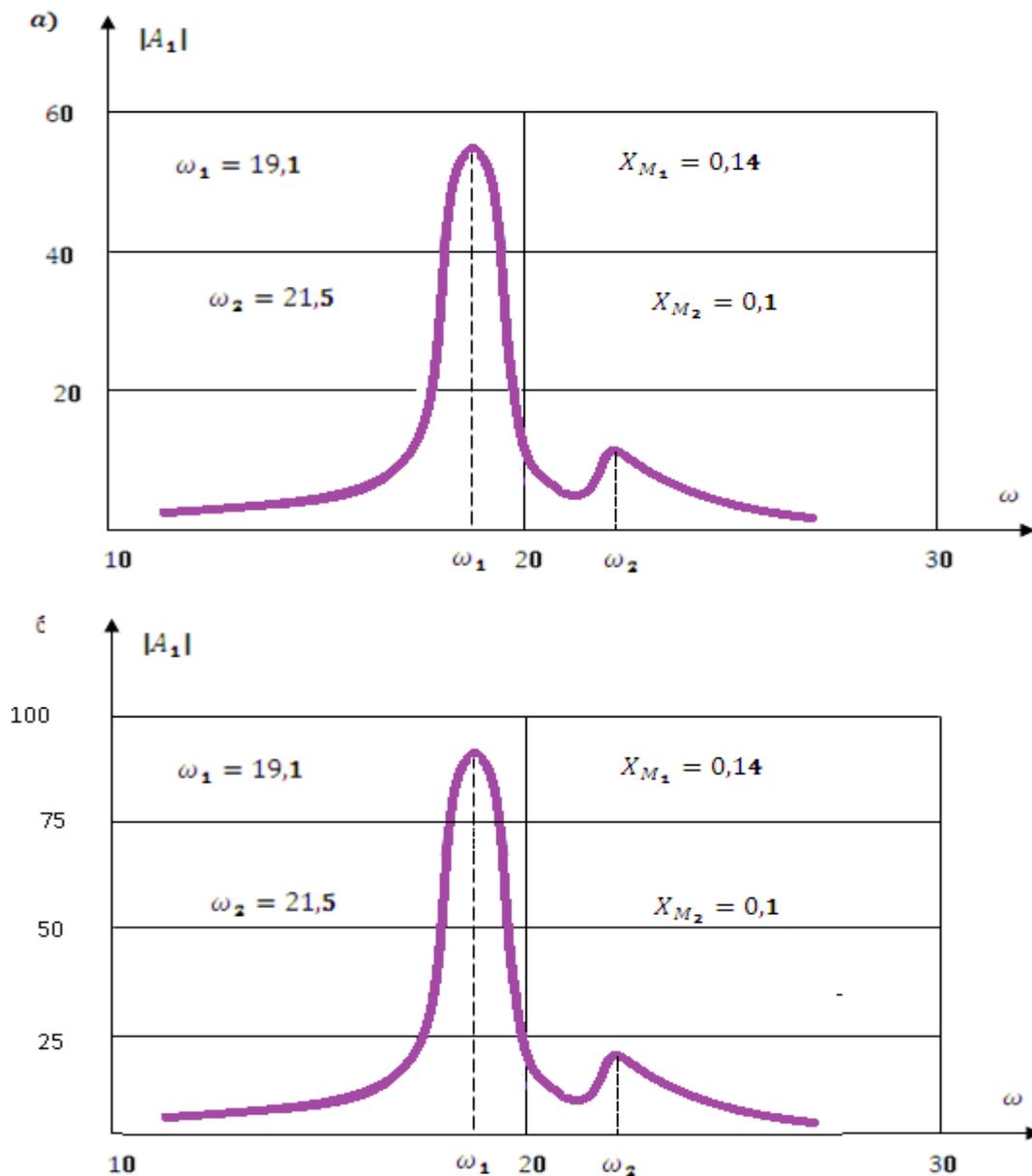


Рис.3. Изменение амплитуды вынужденных колебаний в функции от частоты (а-для нижней пластины; б- для верхней пластины)

Из рис.3 видно, что при совпадении вынуждающей частоты с собственными частотами ω_1, ω_2 как у верхней, так и у нижней пластин амплитуды резко выскакивают. Тогда роль ГРА ($\delta_{\sigma_{33k}}$) играет резонансная амплитуда, соответствующая первой частоте (для диссипативно-однородных систем), и резонансная амплитуда, соответствующая как первой, так и второй частотам (для диссипативно-неоднородных механических систем). “Смена ролями” (СР) наблюдается в области, где частоты максимально сближаются (ГКД также в этой области достигает своего максимума или минимума) (Рис.4). В области, где наблюдается “СР”, ГРА ($\delta_{\sigma_{33k}}$) достигает своего минимума.

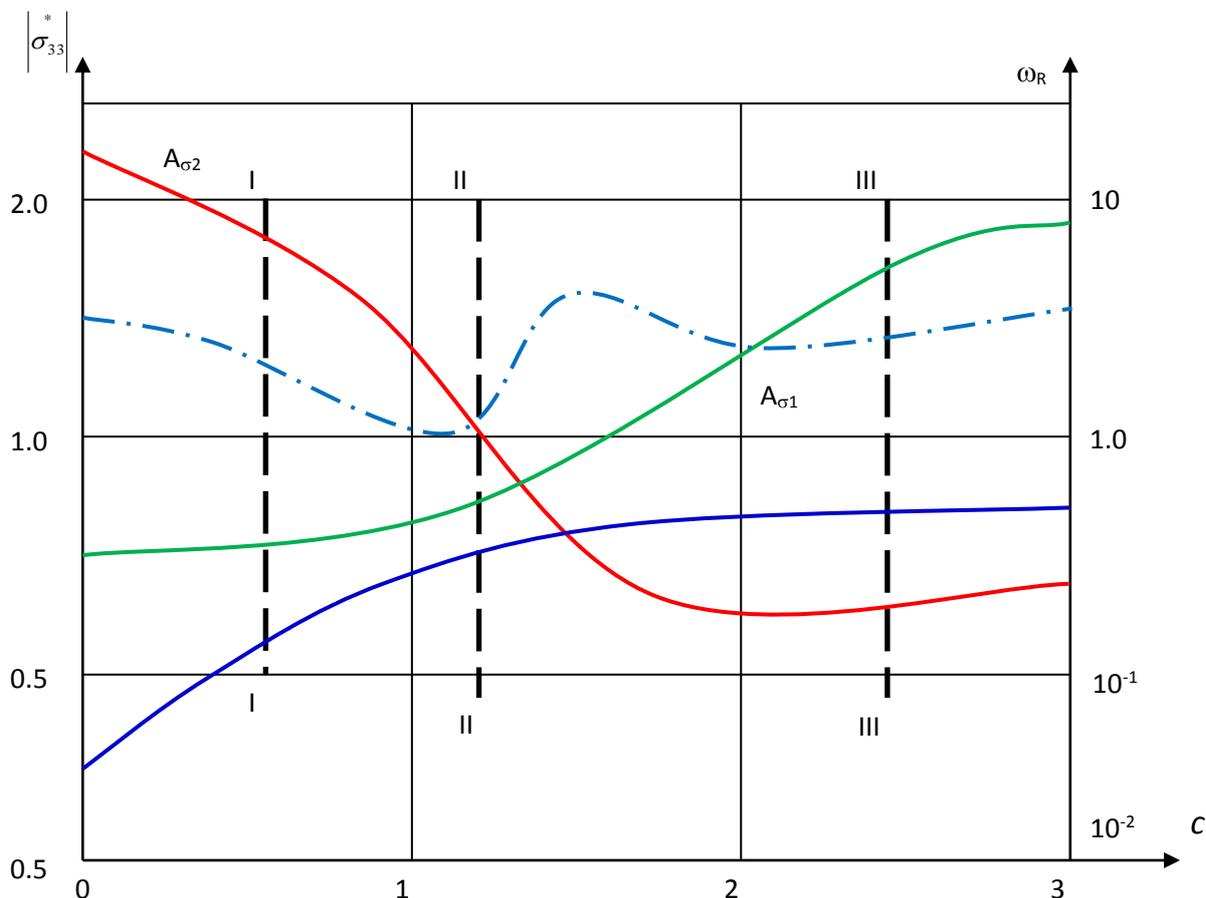


Рис.4. Изменение резонансной амплитуды в функции жесткости (диссипативно-неоднородная система).

I-I - Сечение слева от точки, где происходит «СР»; II-II - точка, где происходит «СР»; III-III - Сечение справа от точки, где происходит «СР»

В области, где наблюдается «СР», интенсивность энергии будет самой высокой (интенсивной) по сравнению с другими точками. В целях исследования были отобраны по три сечения (точка, где происходит смена ролей «СР» и сечения слева и справа от неё) и в них исследованы АЧХ.

Во второй части четвертой главы решается задача нестационарных вынужденных колебаний пластин и оболочек с присоединенными массами и точечными опорами. В таблице 1 представлены при частотах внешних нагрузок $\omega_1 = 451,2 \text{ Гц}$; $\omega_2 = 521,3 \text{ Гц}$; $\omega_3 = 632,9 \text{ Гц}$; $\omega_4 = 702,1 \text{ Гц}$ значения прогибов в первых четырех формах колебаний в точках ($x=L/8$, $x=L/6$, $x=L/4$, $x=L/2$, $y=L/2$).

Таблица 1. Максимальные прогибы пластины.

| Частоты | $\omega_j (\text{Гц})$ | | | | | | | |
|---------------------|------------------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|
| | ω_1 | ω_2 | ω_3 | ω_4 | ω_5 | ω_6 | ω_7 | ω_8 |
| $\max W, \text{мм}$ | 0,020 | 0,032 | 0,029 | 0,024 | 0,0067 | 0,0026 | 0,0040 | 0,0020 |

ГКД при вышеприведенных параметрах исследован для дробно-экспоненциального ядра Работнова. По сравнению с ядром Колтунова – Ржаницына результаты отличаются до 15% - в области низких частот, и до 27% – в области высоких частот.

В пятой главе диссертации – “Демпфирование колебаний структурно-неоднородных многослойных пластин (или оболочек), взаимодействующих со средой” – анализируются проблемы демпфирования колебаний диссипативно-неоднородных трёхслойных (или двухслойных) пластин (или оболочек), взаимодействующих со средами. Уравнения движения ДМС с учетом граничных условий получаются на основе принципа возможных перемещений. На границах ставятся следующие условия:

$$u_1^k = u_2^k = w^k = w_{11}^k = 0, \quad (x=0, L; \quad k=1,2).$$

где u_α^k, v_α^k – тангенциальные перемещения; w^k – прогибы точек срединной поверхности несущих слоев. На внешние поверхности пластинок воздействует распределенная сила q_1^k и реакция среды q_{ar}^k :

$$-\tilde{k}_0^k w^k = -k_0^k \left[w^k - \int_{-\infty}^t R_k(t-\tau) w^k(\tau) d\tau \right] = q_{3r}^k, \quad q_{ar}^k = 0, \quad (\alpha=1,2).$$

Разрешающие уравнения в перемещениях следуют после выражения внутренних усилий через величины u_α^m, w^m и учета реакции основания:

$$L_\alpha^m(u_\alpha^m, w^m) - b_\alpha^m \ddot{u}_\alpha^m = -L_{\alpha q}^m, \quad L_3^m(u_\alpha^m, w^m) - b_3^m \ddot{w}^m = -L_{3q}^m \quad (m, \alpha=1,2)$$

где

$$L_\alpha^m = \sum_{k=1}^2 \left[(a_{ma1}^k \frac{\partial^2}{\partial x_\alpha^2} + a_{ma2}^k \frac{\partial^2}{\partial x_\beta^2} + a_{ma3}^k) u_\alpha^k + a_{ma4}^k \frac{\partial^2 u_\alpha^k}{\partial x_\alpha \partial x_\beta} + (a_{ma5}^k \frac{\partial}{\partial x_\alpha} + a_{ma6}^k \frac{\partial^3}{\partial x_\alpha^3} + a_{ma7}^k \frac{\partial^3}{\partial x_\alpha \partial x_\beta^2}) w^k \right],$$

$$L_3^m = \sum_{\alpha, k=1}^2 \left[(a_{m31}^{\alpha k} \frac{\partial^4}{\partial x_\alpha^4} + a_{m32}^{\alpha k} \frac{\partial^4}{\partial x_1^2 \partial x_2^2} + a_{m33}^{\alpha k} \frac{\partial^2}{\partial x_\alpha^2} + a_{m34}^{\alpha k} - R m_m k_0^m \delta_{mk}) w_k + (a_{m35}^{\alpha k} \frac{\partial^3}{\partial x_\alpha^3} + a_{m36}^{\alpha k} \frac{\partial}{\partial x_\alpha} + a_{m37}^{\alpha k} \frac{\partial^3}{\partial x_\alpha \partial x_\beta^2}) u_\alpha^k \right], \quad (m, \alpha, \beta = 1,2; \quad \alpha \neq \beta)$$

Для получения решения воспользуемся методом Бубнова – Галеркина.

Тогда получаем интегро-дифференциальное уравнение

$$[M]\{\ddot{T}\} + [PK]\{T\} - \int_0^t [R(t-\tau)]\{T(\tau)\} d\tau = \{Q(t)\}, \quad (12)$$

где $[M]$, $[PK]$, $[R(t-\tau)]$ – квадратные положительно-определенные матрицы, $\{T\}$, $\{Q(t)\}$ – вектор-столбцы неизвестных перемещений и внешних нагрузок.

При исследовании свободных колебаний решение ищется в виде

$$u_{\alpha}^k = \sum \Psi_{amn}^k(\vec{r})e^{i\alpha t}, w^k = \sum \Psi_{3mn}^k(\vec{r})e^{i\alpha t}, q_l^k = \sum \Psi_{qlmn}^k(\vec{r})e^{i\alpha t}, l=1,2,3; \alpha, \kappa=1,2, \quad (13)$$

где $\Psi_{amn}^k, \Psi_{3mn}^k, \Psi_{qlmn}^k$ и ω – комплексные амплитуды и комплексная частота. Подставляя выражения (13) в систему (12), получим комплексную обобщенную задачу на нахождение собственных значений:

$$([PK] - \omega^2 [M])\{A\} = 0.$$

Для трехслойной цилиндрической оболочки (Д16Т-фторопласт) с параметрами $h_1 = h_2 = 0.025; c = 0.02; R = 1$, находящейся в среде Винклера, получены численные результаты. За ядро релаксации выбрали ядро Ржаницына-Колтунова: $R(t) = \frac{Ae^{-\beta t}}{t^{1-\alpha}}$. Для ядра приняты следующие параметры: $A = 0,048; \beta = 0,05; \alpha = 0,1$. Корни частотного уравнения находятся методом Мюллера. На каждой итерации метода Мюллера применяется метод Гаусса.

Когда толщина заполнителя увеличивается, то это приведет к росту частоты и коэффициента демпфирования. В этом случае при рассмотрении как модели Винклера, так и модели Пастернака (с учетом или без учета инерции внешней среды) результаты будут практически одинаковы. В таб.2 приведены для каждого индекса m четыре частоты ω_{mp} ($p=1, \dots, 4, k_0=0, L=1,5R, 9R$). Рассмотрены два варианта системы: диссипативно-однородные и неоднородные. Частотные уравнения этих систем решаются методом Мюллера и определяются комплексные собственные частоты. С помощью метода Гаусса определены формы колебаний. Результаты получены для ядра релаксации Ржаницына-Колтунова, и для дробно- экспоненциального ядра Работнова. Результаты расчетов в областях низкой частоты отличаются до 15%, а в областях высокой частоты – до 60%.

Таблица 2. Реальные части частот трехслойной оболочки.

| p/m | L=2R | | | L=10R | | |
|-----|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 0 | 1 | 2 | | 1 | 2 |
| 1 | 0 | 2822 | 3021 | 0 | 938 | 1774 |
| 2 | 3602 | 6068 | 11433 | 3602 | 3655 | 3859 |
| 3 | 4478 | 7233 | 12203 | 4478 | 4621 | 5024 |
| 4 | 32958 | 32964 | 32993 | 32958 | 32958 | 32959 |

Разработана методика и алгоритм для диссипативных механических систем, состоящих из многослойных пластин (или оболочек). Как иллюстрация рассмотрена трехслойная пластинчатая конструкция с

упругими (и вязкоупругими) безынерционными (и инерционными) средами Винклера и Пастернака при внешних динамических воздействиях. Анализ известных экспериментальных и теоретических амплитудно–частотных характеристик (АЧХ) показал: погрешность по частоте не превышала 15%, по амплитуде – 28%, т.е., удовлетворительную сходимость.

Шестая глава диссертации – “Об управлении резонансными колебаниями вязкоупругих систем, образованных из конечного числа твердых тел” – посвящена разработке метода активного управления колебаниями механических систем, состоящих из твердых и деформируемых тел. Когда ДМС состоит из деформируемых элементов, состоящих из тел, соединенных между собой идеальным контактом, то в качестве дифференциальных уравнений движения механической системы используются уравнения

$$\begin{cases} \frac{\partial \sigma_{ij}^{(k)}}{\partial x_j} + \rho^{(k)} X_j^{(k)} = \rho^{(k)} \frac{\partial^2 u_j}{\partial t^2} + F_1(v) + F_2(t), \\ T_s \frac{\partial v}{\partial t} + v = A \cdot u \end{cases}, \quad (14)$$

где $\sigma_{ij}^{(k)}$ – компоненты тензора деформации k -го тела; $\rho^{(k)}$ – плотность k -го тела; $X_j^{(k)}$ – внешние воздействия, действующие на k -е тело; A – прямоугольная матрица порядка $(m \times n)$; $F_1(v)$ – матрица управления; $F_2(t)$ – вектор столбец внешних воздействий, v, u – управляющие параметры.

Применяя уравнения (14) и учитывая вязкоупругие свойства материалов для механических систем с конечным числом степеней свободы, после несложных преобразований, получим следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} [M] \cdot \{\ddot{X}\} + [B] \cdot \{\dot{X}\} - \\ - \int_{-\infty}^t R(t-\tau) \cdot \{X(\tau)\} d\tau = \{Q(t)\} + F(i) \\ L_k \frac{di_k}{dt} + R_k \cdot i_k + B \cdot l \cdot \dot{X} = U_k \end{cases} \quad (15)$$

где $[M]$ – матрица масс; $[B]$ – матрица мгновенных жесткостей; $[R(t-\tau)]$ – матрица реологических параметров; $\{Q(t)\}$ – вектор-столбец внешних нагрузок; L – матрица индуктивности; $[R]$ – матрица активного сопротивления; $[U]$ – вектор-столбец напряжений; $\{X\}$ – вектор-столбец амплитуд перемещений, которые требуется определить.

Для определения структуры целей активного управления (сервосвязей) может быть применен алгоритм отыскания структуры сил реакций сервосвязей. Рассматривается механическая система, состоящая из N – масс, соединенных друг с другом деформируемыми элементами. Ограничимся исследованием таких колебаний, которые описываются линейными

дифференциальными уравнениями. Так как требуется гасить колебания системы относительно нулевых начальных положений, то предполагаем, что система стеснена целями активного управления (сервосвязями):

$$q_1 = 0, q_2 = 0, \dots, q_n = 0 \quad , \quad (16)$$

где q_1, q_2, \dots, q_n – обобщённые координаты. Так как система совершает колебательные движения относительно положения (16), то имеют место и соотношения

$$q_1 = \eta_1, q_2 = \eta_2, \dots, q_n = \eta_n \quad ,$$

где $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$ – независимые параметры, характеризующие освобождение системы от целей активного управления (сервосвязей) (16). Тогда уравнения Лагранжа могут быть записаны в следующем виде:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + Q_i + R_i^{(2)}, \quad (i = 1, \dots, n) \quad , \quad (17)$$

где $R_i^{(2)}$ – реакции целей активного управления (сервосвязей).

Если применить алгоритм отыскания структуры сил реакций сервосвязей, и силы реакции целей активного управления (сервосвязей) $R_i^{(2)}$ ($i = 1, \dots, n$) формировать в виде

$$R_i^{(2)} = b_{i1} \dot{\eta}_1 + b_{i2} \dot{\eta}_2 + \dots + b_{in} \dot{\eta}_n + d_{i1} \eta_1 + d_{i2} \eta_2 + \dots + d_{in} \eta_n - Q_i, \quad (i = 1, \dots, n) \quad (18)$$

где $b_{i1}, b_{i2}, \dots, b_{in}, d_{i1}, d_{i2}, \dots, d_{in}$ – некоторые постоянные коэффициенты, тогда уравнения вынужденных колебаний (17) будут иметь частное решение:

$$\eta_1 = 0, \eta_2 = 0, \dots, \eta_n = 0 \quad ,$$

соответствующее положению (16).

Наряду с (16) рассматривая и кинематические сервосвязи, введением скоростных параметров e_v , получены уравнения в виде уравнений Аппеля:

$$\frac{\partial S}{\partial \dot{e}_v} = Q_v + R_v^{(2)} \quad , \quad (v = 1, \dots, (n - b)) \quad .$$

Определен явный вид сил реакций целей активного управления (сервосвязей) $R_v^{(2)}$ ($v = 1, \dots, n$).

Силы реакции (18) можно описать с помощью интеграла Больцмана – Вольтера

$$\bar{R} = [K_0] \left\{ \bar{q}(t) - \int_{-\infty}^t [R(t - \tau)] \bar{q}(\tau) d\tau \right\},$$

где $[K_0]$ – матрица мгновенных жесткостей, $[R(t - \tau)]$ – матрица реологических свойств без массовых деформируемых элементов.

Для реализации целей активного управления (сервосвязей) построена цифровая следящая система (ЦСС) (рис. 5), где обозначено:

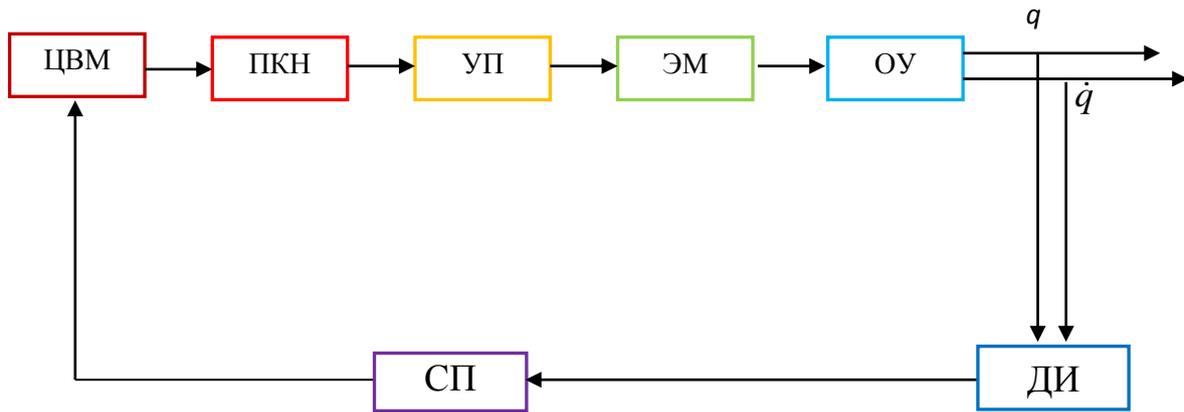


Рис. 5. Функциональная схема ЦСС.

ДИ-датчик измерения; СП-схема преобразования; ЦВМ-цифровая вычислительная машина; ПКН-преобразователь кода в напряжение; УП-усилительно-преобразовательное устройство; ЭМ-электрическая машина.

Присоединяя к уравнениям (15) уравнения

$$T_s \frac{\partial v}{\partial t} + v = A \cdot u,$$

где v - выходные управляющие параметры, u - входные управляющие параметры; T_s, A - прямоугольные матрицы времен запаздывания и коэффициентов усиления, получена полная система уравнений ЦСС. Заменяя в этой системе первое уравнение (15) уравнением

$$R_k^{(2)} = Q_k - J_{як} \cdot i_k^2 \cdot \ddot{q}_k + i_k \cdot K_{нк} \cdot I_k, \quad (k=1,2,\dots,n)$$

из полученной системы определены законы изменения управляющих воздействий, обеспечивающие устойчивость системы по отношению многообразия, определяемого целями активного управления (сервосвязями) (16). Для нестационарного режима задача сведена к конечно-разностным соотношениям и решена методом Зейделя.

Полученные в этой главе основные результаты объединены в теорему. **Теорема.** Если для линейной колебательной диссипативно-неоднородной механической системы, состоящей из деформируемых и массо-инерционных элементов, диссипация энергии, соответствующая конечному числу частотным модам, будет интенсивной, то для резонансного состояния системы существует отрицательная обратная связь, основанная на геометрических сервосвязях и система устойчива в смысле Ляпунова.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основе проведенных исследований по диссертации доктора наук (DSc) на тему “Развитие теории и методов расчета колебаний диссипативных механических систем, состоящих из твердых тел” представлены следующие выводы:

1. Усовершенствована теория колебаний структурно-однородных и

неоднородных систем, образованных из конечного числа тел с учетом управления колебаний на основе теории систем с сервосвязями. Усовершенствованная теория позволяет определить области наибольшей интенсивности энергии, АЧХ и НДС в точках пластин (или оболочек) с учетом вязкоупругих характеристик системы.

2. Разработаны методика, алгоритм и программы решения проблем о собственных и вынужденных колебаниях вязкоупругих систем, образованных из конечного числа тел, основанные на методах Мюллера, Гаусса, интегрального преобразования Лапласа и Рунге-Кутты. Разработанная методика и алгоритм позволяют полностью гасить резонансные колебания и снизить (в несколько раз) пики амплитуд в точках резонансов с помощью активного управления.

3. Разработана математическая постановка, методика решения, алгоритмы и программы проблем о собственных и вынужденных колебаниях вязкоупругих систем, образованных из конечного числа пластин (или оболочек) с сосредоточенными массами и точечными связями. Разработанные методы решения, алгоритмы и программы позволяют определить диссипативные свойства механической системы как функции от физико-механических параметров, геометрических размеров и граничных условий.

4. Введено понятие глобальной резонансной амплитуды (ГРА). Введенное понятие ГРА позволяет определить и снизить (в несколько раз) пики амплитуд в точках резонансов системы.

5. Разработана методика оценки вязкоупругих характеристик системы в целом как функций от мгновенных значений деформируемых элементов (амортизаторов). Разработанный метод позволяет снизить амплитуды (в несколько раз) перемещений и напряжений.

6. Введено понятие ГКД. Введенное ГКД позволяет определять частоту, определяющую полное гашение собственных колебаний.

7. Разработана методика и алгоритм для диссипативных механических систем (ДМС), состоящих из многослойных пластин. Разработанная методика и алгоритм показали удовлетворительную сходимость экспериментальных результатов к теоретическим результатам и позволили прогнозировать параметры амортизируемых конструкций.

8. Выявлены механические эффекты наибольшей поглощающей способности резонансных амплитуд диссипативно-неоднородных трехслойных пакетов пластин (или оболочек). Выявленные механические эффекты, рассматривающие виброзащитные системы как системы с наследственно-вязкоупругие, позволяют развивать методы их расчета.

9. Впервые разработана теория применения сервосвязей для активного управления колебаниями линейных вязкоупругих систем, образованных из конечного числа тел и активной виброзащиты объектов. Разработанная теория позволяет управлять колебаниями механической системы при низких частотах.

10. Развита алгоритм отыскания структуры реакций сервосвязей.

Развитый алгоритм позволяет активному управлению колебаний упругих и вязкоупругих механических систем.

11. Разработан метод реализации цели активного управления (сервосвязей) электромеханическими силами. Разработанный метод реализации позволяет определить законы изменения управляющих сил (моментов) в зависимости от параметров системы.

**ONE-TIME SCIENTIFIC COUNCIL DSc.28.02.2018.T / FM.61.01
AWARDING SCIENTIFIC DEGREES AT THE INSTITUTE OF
MECHANICS AND SEISMIC STABILITY OF STRUCTURES AND THE
TASHKENT INSTITUTE OF IRRIGATION AND AGRICULTURAL
MECHANIZATION ENGINEERS**

BUKHARA ENGINEERING-TECHNOLOGICAL INSTITUTE

TESHAEV MUHSIN KHUDOYBERDIYEVICH

**DEVELOPING OF THE THEORY AND METHODS OF CALCULATION
OF VIBRATIONS OF DISSIPATIVE MECHANICAL SYSTEMS
CONSISTING OF SOLIDS**

**01.02.04 - Mechanics of Deformable Rigid Body
01.02.01– Theoretical mechanics**

**ABSTRACT OF DOCTORAL DISSERTATION (DSc) IN PHYSICAL-
MATHEMATICAL SCIENCES**

Tashkent- 2019

The theme of the doctoral dissertation (DSc) was registered at the Supreme Attestation Commission at the Cabinet of Ministers of the Republic of Uzbekistan, number B2018.2.DSc/FM115

The doctoral dissertation has been prepared in the Bukhara Engineering – Technological Institute. The abstract of the dissertation in three languages (Uzbek, Russian, English (summary)) is posted on the website of Scientific Council (www.tiame.uz) and the information -educational portal Ziyonet at the adres (www.ziyonet.uz).

Scientific consultant: **Safarov Ismoil Ibrohimovich**
Doctor of Physical and Mathematical Sciences,
Professor

Official Reviewers: **Korshunova Natalya Aleksandrovna**
Doctor of Physical and Mathematical Sciences, Professor
Mavlonov To'lqin
Doctor of Technical Sciences, Professor
Yuldashev Sharafitdin Sayfitdinovich
Doctor of Technical Sciences, Professor

Leading organization: **Samarkand State University**

The defense will take place at " 3 " July , 2019, at 14⁰⁰ o'clock at the meeting of the one-time Scientific Council based on the Scientific Council DSc.28.02.2018.T / FM.61.01 at the Institute of Mechanics and Seismic Stability of Structures of AS RUz and Tashkent Institute of Irrigation and Agricultural Mechanization Engineers (Address: 10000, Tashkent, Kari Niyaziy street, 39, Conference Hall № 4. Tel: (99871) 237-46-68; fax: (99871) 237-38-79, e-mail: admin@tiame.uz).

The doctoral dissertation could be reviewed at the Information Resource Center of the Tashkent Institute of Irrigation and Agricultural Mechanization Engineers (registration number ____).
Address: 100000, Tashkent, Kari Niyaziy street, 39, Tel: (99871) 237-19-45/

Abstract of the dissertation sent on " 15 " June 2019 year.
(mailing report № 1 on "15 " June 2019 year).

M.M. Mirsaidov
Chairman of Scientific of the One-time Council
for awarding degrees, Doctor of Technical Sciences,
Professor, Academician

Sh.O. Khudaynazarov
Scientific secretary of the Scientific of the
One-time Council for awarding degrees,
Candidate of Technical Sciences, Associate Professor

R.A. Abirov
Chairman of Scientific Seminar at the Scientific
of the One-time Council for awarding degrees,
Doctor of Physical and Mathematical Sciences

INTRODUCTION (abstract of doctoral dissertation (DSc))

The aim of research is to improve the theory and development of the scientific basis of analytical and numerical research of the dynamics of thin-walled lamellar (or shell) structures with concentrated masses and point supports under the influence of harmonic (or non-stationary) loads with regard to control.

The task of research:

developed the theory of dynamics (passive and active control) of oscillations of viscoelastic systems, formed from a finite number of bodies with concentrated masses and point supports, taking into account the boundary conditions;

taking into account the stability of the system, an algorithm for finding the structure of servo-constraint reactions applying to viscoelastic mechanical systems, a method has been developed for actively controlling the energy intensity of the system;

taking into account the viscoelasticity of the mechanical system, a method has been developed for identifying parameters that provide the greatest absorption capacity of a system consisting of solid and deformable bodies;

taking into account the choice of parameters expressing the dissipative properties and the geometric dimensions of the system, methods have been identified for reducing the amplitudes of resonant oscillations;

A method has been developed for implementing the goals of active control over the construction of an electromechanical digital tracking system (DSS).

taking into account the viscoelasticity of the mechanical system in a certain range, the effect of the immutability of the second global form was revealed for some geometrical and physicomachanical parameters of the system;

The objects of research are viscoelastic thin-walled plates (or shells) with attached masses and point supports, rigid bodies, deformable elements (springs).

Scientific novelty of the dissertation research is as follows:

the theory of the dynamics of oscillations of dissipative-homogeneous or inhomogeneous mechanical systems consisting of solids with concentrated masses and point constraints, taking into account the boundary conditions is developed;

taking into account the stability of the system, on the basis of the algorithm finding the structure of the servo-constraint reactions, a method has been developed for active controlling the intensity of the energy dissipation of system;

taking into account the dissipative homogeneity or inhomogeneity of the mechanical system, to determine the parameters, that ensure the greatest absorption capacity of the mechanical system, consisting of rigid and deformable bodies a method has been developed;

taking into account the choice of parameters, expressing the dissipative properties of mechanical system, for reducing resonant oscillations, the methods have been developed;

a method for implementing the goals of active control over the construction of an electromechanical digital tracking system (DTS) has been developed;

taking into account the dissipative inhomogeneity of the mechanical system, the effect of the immutability of the second global form, is revealed in a certain

range of changes in the rigidity of deformable elements for certain geometrical and physico-mechanical parameters of the system.

Implementation of research results. On the basis of the obtained results of development of theory and methods for calculating vibrations of dissipative mechanical systems consisting of solids, the following items have been implemented:

the method of providing a mechanical system of elements consisting of materials with heterogeneous properties (physical and mechanical) was implemented in calculations to reduce resonant amplitudes when installing a 294G12-370 / 25-56M1 compressor for gas-pumping units (Act of implementation of scientific result of the JSC «Uztransgaz» No. 02-10-1702 / 6364 of 14 August 2018). The implementation of scientific result is contributed to an increase in the safety factor of the structure by 1.5 times;

the method of reducing the resonant amplitudes of dissipatively inhomogeneous mechanical systems was introduced in research of 294G12-370 / 25-56M1 compressor, the nominal vibration range of the rotor, in the operating frequency range of $66.25 \dots 92.75 \text{ s}^{-1}$, no more than $60 \mu\text{m}$, to reduce the resonant amplitudes and noise (Act of implementation of scientific results of the JSC "Uztransgaz" No. 02-10-1702 / 6364 of 14 August 2018). The implementation of scientific results is contributed to the reduction of resonant amplitudes by 1.6 times;

the methodology for solving problems of the dynamics of dissipatively inhomogeneous mechanical systems, consisting of solids was used in the foreign grant "Mathematical, computer and natural modeling of the dynamics of a delta robot" (act of Moscow State University of Food Production of June 21, 2018) for determining the system's own and forced oscillations depending on the geometrical and physical-mechanical parameters, as well as the boundary conditions. The application of scientific results is contributed to the numerical simulation of the dynamics of the gripper arm under load and without load;

the effect of energy dissipation of dissipatively inhomogeneous mechanical systems are applied in carrying out in project F-4-23 "The dynamic problem of the theory of elasticity in the development of wave propagation arising from the motion in the continuous half-plane of the load, consisting of three-dimensional piecewise rocks" (2012-2016) (Act of the Ministry of Higher and Secondary Specialized Education of the Republic of Uzbekistan No 89-03-2516 of June 4, 2018). The use of scientific research has allowed intensive damping of wave amplitudes in areas where the dissipation of waves arising from the motion of a load consisting of piecewise-dissipative rocks in the non-continuous half-plane is high.

Publication of research results. On the topic of the dissertation 57 scientific works have been published, including 4 monographs, 12 scientific articles, 3 of them - in republican, and 9 - in foreign journals recommended by the Supreme Attestation Commission of the Republic of Uzbekistan for publication of the main scientific results of the dissertation of the Doctor of Sciences (DSc).

Structure and volume of the dissertation. The dissertation consists of an introduction, six chapters, conclusion, a list of references and attachment. The volume of the dissertation is 197 pages.

ЭЪЛОН ҚИЛИНГАН ИШЛАР РЎЙХАТИ
СПИСОК ОПУБЛИКОВАННЫХ РАБОТ
LIST OF PUBLISHED WORKS

I бўлим (I часть; I part)

1. Тешаев М.Х. Об осуществлении сервосвязей электромеханической следящей системой // Известия вузов. Математика. – 2010.– № 12.– С. 44–51. Англоязычная версия: [Russian Mathematics \(Izvestiya VUZ. Matematika\). Vol.54. 2010. №12. p.38–44](#) (01.00.00; № 22).

2. Сафаров И.И., Тешаев М.Х. О реализации сервосвязей переносимым телом // Узбекский журнал «Проблемы механики».–2009.– №3.–С.67–69 (01.00.00; № 4).

3. Тешаев М.Х. Об осуществлении геометрических сервосвязей электромеханическими силами // Узбекский журнал «Проблемы механики».– 2010.– №1. –С.10–13 (01.00.00; № 4).

4. Тешаев М.Х. Об активной виброзащите тела, установленного на амортизаторах // Узбекский журнал «Проблемы механики».– 2011.– №3–4. – С.88–91 (01.00.00; № 4).

5. Teshayev M.Kh. To Problem of the Rewinding of the Tape with Automatically Adjustable Influences // Applied Mathematics. №3 Vol.5–2014.– P. 2235–2242. (Scopus, IF=0,46)

6. Safarov I.I., Teshayev M.Kh., Madjidov M. Natural Oscillations of Viscoelastic Lamellar Mechanical Systems with Point Communications // Applied Mathematics. № 3 Vol.5.–2014.– P. 3018–3025. (Scopus, IF=0,407)

7. Safarov I.I., Teshayev M.Kh., Nuriddinov B.Z., Qilichov O.Sh. Mathematical Modeling of Static Stress-Strain State of Parallel Tubes Located In an Elastic Environment // International journal of Case Studies. Vol. 4. –2015.–№5– Issue 3 – March.–P. 40-51. (Global impact factor, IF=0.621).

8. Teshayev M.Kh., Rabbanayeva M., Boboyeva Yu., Baxriddinova M.A., Yuliyev O.O. On The Stabilization Of Motion Of Mechanical Systems, Constrained Geometrically Servo Constraints// International journal of Case Studies. Vol. 4. 2015.– №5 Issue 3 – March.– P.56–62. (Global impact factor, IF=0.621).

9. Teshayev M.Kh., Rabbanayeva M., Boboyeva Yu., Baxriddinova M.A., Yuliyev O.O. About Constructions of Reactions of Servo-Constraints of Body// International journal of Case Studies. Vol. 4.–2015. – №5. Issue 3 – March. – P.52–55. (Global impact factor, IF=0.621).

10. Safarov I.I., Teshayev M.Kh., Akhmedov M.Sh., Boltayev Z.I. Spread of Natural Waves in Cylindrical Panel // International journal of Case Studies. Vol.4. –2015.– №5 Issue 3 – March. P.34–39. (Global impact factor, IF=0.621).

11. Ibrahimovich S.I., Khudoyberdiyevich T.M., Sharipovich, A.M., Ixtiyorovich B.Z. // Distribution Free Waves in Viscoelastic Wedge with an Arbitrary Angle Tops // Applied Mathematics. Vol. 8.–2017.–№3 P.736–745. (Scopus, IF=0,407)

12. Safarov I. I., Teshayev M. Kh., Nuriddinov B. Z., Boltayev Z. I. Of Own

and Forced Vibrations of Dissipative Inhomogeneous Mechanical Systems// Applied Mathematics. Vol. 8. 2017.– №3 P.1001–1015. (Scopus, IF=0,46).

II бўлим (II часть; II part)

13. Safarov I.I., Teshayev M.Kh., Boltayev Z.I., Akhmedov M.Sh. Damping Properties of Vibrations of Three-Layer Viscoelastic Plate// International Journal of Theoretical and Applied Mathematics. Vol. 3(6). 2017.– P.191–198.

14. Safarov I.I., Teshayev M.Kh., Boltayev Z.I., Akhmedov M.Sh. Own Vibrations of Bodies Interacting with Unlimited Deformable Environment // Open Access Library Journal. Vol. 5, №3, 2018.– P.1-23.

15. Safarov I.I., Teshayev M.Kh., Akhmedov M.Sh. Free Oscillations of a Toroidal Viscoelastic Shell with a Flowing Liquid // American Journal of Mechanics and Applications. Vol. 6(2). 2018.– P.37–49.

16. Safarov I.I., Teshayev M. Kh. Vibration Protection of Mechanical Systems Consisting of Solid and Deformable Bodies // EJERS, European Journal of Engineering Research and Science. Vol. 3 2018.–№9 P.18–28.

17. Teshayev M.Kh., Yuliyev O.O., Oripov Z.B. About One Method of Active Dynamic Damping // American Journal of Management Science and Engineering. Vol.2(5). 2017.–P.145–149.

18. Safarov I.I., Teshayev M.Kh., Boltayev Z.I., Akhmedov M.Sh. Mathematical modeling of dynamic processes in a toroidal and cylindrical shell interacting with a liquid. Raleigh, North Carolina, USA: Open Science Publishing, 2018.–P.217.

19. Сафаров И.И., Тешаев М.Х., Болтаев З.И. О влиянии близости источника дилатационных волн на динамические напряжения цилиндра с жидкостью / Вестник Пермского университета. Математика. Механика. Информатика. 2015, Вып.4(31).-С.27-36.

20. Safarov I.I., Teshayev M. Kh., Boltayev Z.I., Akhmedov M. Sh. Of Own Vibrations of Cylindrical Bodies in the Deformable Medium-Specific Vibrations of Cylindrical Bodies in the Deformed Environment// World Wide Journal of Multidisciplinary Research and Development. 2018.Vol. 4 (2).-pp.42-53

21. Сафаров И.И., Тешаев М.Х., Киличев О.Ш. Динамические напряженные состояния тонкостенных трубопроводов. LAP (Lambert Academic Publishing).– Германия, 2016.–241 с.

22. Сафаров И.И., Тешаев М.Х., Маджидов М. Демпфирование колебаний диссипативно-неоднородных механических систем. LAP (Lambert Academic Publishing). –Германия, 2014.–105 с.

23. Сафаров И.И., Тешаев М.Х., Эсанов Н.К., Марасулов А., Хамроева З.К., Негматуллаев Б. Математическое моделирование собственных и вынужденных колебаний криволинейных труб, взаимодействующих со средой.–Ташкент: Фан, 2009. –161 с.

24. Safarov I.I., Teshayev M. Kh., Akhmedov M. Sh. Vibrations dissipative plate mechanical systems with point communications // Science & Technology. Vol. 2(8). –2016.– P. 437–450.

25. Сафаров И.И., Тешаев М.Х., Ахмедов М.Ш. Изгибные колебания упругой пластинки с двумя вязкоупругими покрытиями // Материалы XVI Международной конференции по вычислительной механике и современным прикладным программным системам «ВМСППС–2009». – Алушта, 2009. 25–30 мая. –С. 437–439.

26. Сафаров И.И., Тешаев М.Х., Хамраева З.К. Колебания цилиндрических оболочек, находящихся в безграничной упругой среде // Материалы XVI Международной конференции по вычислительной механике и современным прикладным программным системам «ВМСППС–2009». – Алушта, 2009. 25–30 мая. –С. 136–138.

27. Сафаров И.И., Тешаев М.Х., Эсанов Н.К. О совместных колебаниях тороидальной оболочки со стационарным потоком жидкости // Материалы XVI Международной конференции по вычислительной механике и современным прикладным программным системам «ВМСППС–2009». – Алушта, 2009. 25–30 мая. –С.421–423.

28. Сафаров И.И., Тешаев М.Х., Эсанов Н.К. История изучения защиты механических систем от воздействий // Программа дополнительного образования. Россия-Узбекистан. Сборник статей слушателей. Москва декабрь 2006 – январь 2007. – С.71–75.

29. Сафаров И.И., Тешаев М.Х., Авлиякулов Н.Н. Экспериментальные исследования колебаний защитных сооружений // Вестник Казахской Академии транспорта и коммуникаций им. М.Тынышпаева. 2007. – №6. – С.75–80.

30. Сафаров И.И., Тешаев М.Х., Эсанов Н.К., Мухитдинов Р.Т. Собственные колебания цилиндрических оболочек, находящихся в упругой среде // Материалы Международной научно-технической конференции «Проблемы подготовки специалистов высшего и профессионального образования в XXI веке: прошлое, настоящее и будущее». – Чимкент, 2009. – 23–25 апреля. –С.229–231.

31. Тешаев М.Х. К вопросу о стабилизации механических систем, стесненных геометрическими сервосвязями // Материалы Международной научно-технической конференции «Современные проблемы механики». – Ташкент, 2009. – 23–24 сентября –С.401–406.

32. Тешаев М.Х. О стабилизации гироскопического компаса //Сборник статей Международной научной конференции «Инновация–2006». – Ташкент, 2006. –С. 264–265.

33. Тешаев М.Х., Содиков Д.А., Эргашев Ф.Ф., Муродов Х.Ч. Об уравнениях движения систем, стесненных геометрическими и кинематическими связями // Материалы Четырнадцатой международной конференции по вычислительной механике и современным прикладным программным системам. – Алушта, Крым, 2005. – 25–31 мая –С. 423–424.

34. Тешаев М.Х. Об устойчивости систем с сервосвязями // 5-я Международная конференция «Авиация и космонавтика–2006». – Москва, 2006. – 23–26 октября. –С. 31–32.

35. Тешаев М.Х. Об отыскании структуры сил реакций геометрических сервосвязей // Развитие науки и технологий. – Бухара, 2015. – №3. – С.35–41.

36. Тешаев М.Х. Об отыскании структуры реакций сервосвязей систем, стесненных геометрическими и кинематическими связями // Проблемы механики и управления. Нелинейные динамические системы. Межвузовский сборник научных трудов. Вып. 49.– Пермь, 2017.–С.108–124.

37. Тешаев М.Х. К задаче стабилизации движений механических систем, стесненных геометрическими и кинематическими связями // Известия высших учебных заведений. Поволжский регион. Физико-математические науки.– 2009.–№4 (12).– С.27–38.

38. Тешаев М.Х. О реализации сервосвязей, наложенных на корректируемый гирокомпас в его нутационном движении // Проблемы механики и управления. Нелинейные динамические системы. Межвузовский сборник научных трудов.– Пермь, 2013.–С.133–144.

39. Тешаев М.Х. Динамика относительного движения систем с сервосвязями // Материалы Международной конференции “Устойчивость движения и аналитическая механика”.– Казань (Россия), 2012. 28–30 мая, Т.1.–С. 576–578.

40. Тешаев М.Х., Давронова Ш. Ф. Об активном динамическом гашении колебаний // Материалы XVIII Международной конференции по вычислительной механике и современным прикладным программным системам ВМСППС’2013.– Москва, 2013.– 22–31 мая – С. 436–438.

41. Тешаев М.Х. Об активной виброзащите системы, имеющей конечное число степеней свободы // Материалы X Международной конференции по неравновесным процессам в соплах и струях.– Москва, 2014. 25–31 мая – С.237–239.

42. Тешаев М.Х., Сайфуллаев С.С., Давронова Ш.Ф. Об уравнениях движения систем, стесненных сервосвязями в относительном движении // Материалы X Международной конференции по неравновесным процессам в соплах и струях.–Москва, 2014.– 25–31 мая – С.239–240.

43. Тешаев М.Х. Об автоматическом регулировании перематывания ленты с постоянной скоростью // Международная научная конференция «Фундаментальные и прикладные задачи механики».–Москва, 2017. 24-27 октября.–С.97.

44. Тешаев М.Х. К вопросу об отыскании структуры реакций сервосвязей и их реализации // Международная научная конференция «Фундаментальные и прикладные задачи механики».– Москва, 2017. 24–27 октября.–С.142.

45. Safarov I.I., Teshayev M.Kh., Boltayev Z.I., Akhmedov M.Sh., Ruziyev T.R. Application of the Method of Finite Elements for Investigation of the Dynamic Stress-Deformed Condition of Pipeline Sides When Exposed to External Loads // International journal of Case Studies. Vol. 6. 2017 Issue 5. May.– P.38–45.

46. Тешаев М.Х. Об осуществлении геометрических сервосвязей электромеханическими силами с учётом динамики привода // Доклады Академии наук Республики Узбекистан.– 2001.– №8-9.–С.38–40.

47. Тешаев М.Х. О реализации геометрических сервосвязей электро-механическими силами // Доклады Академии наук Республики Узбекистан.– 2000.– №11.– С. 28–30.

48. Тешаев М.Х. Об одном способе реализации геометрических сервосвязей с помощью электромеханических сил // Узбекский журнал «Проблемы механики».–1998.– №1.– С.27–31.

49. Тешаев М.Х. О гироскопическом компасе с электромеханической коррекцией // Узбекский журнал «Проблемы механики». –1999.–№4–5. С.63–66.

50. Тешаев М.Х.,Рахматов Н.Х. Об осуществлении кинематических сервосвязей электро-механическими силами с учётом динамики привода // Узбекский журнал «Проблемы механики».– 2000.–№3.– С.29–32.

51. Тешаев М.Х. О конструировании реакций сервосвязей систем, стесненных кинематическими связями // Узбекский журнал «Проблемы механики».– 2005.– №1.– С.3–7.

52. Тешаев М.Х. Решение задачи перематывания ленты с учётом динамики привода // Доклады Академии наук Республики Узбекистан.– 2000.– №2.– С. 26–29.

53. Тешаев М.Х. Об осуществлении кинематических сервовязей электро-механическими силами (Исполнительный элемент – двигатель постоянного тока с параллельным возбуждением) // Узбекский журнал «Проблемы механики».– 2007.– №5.– С.23–28.

54. Тешаев М.Х. О стабилизации механических систем, стесненных геометрическими связями // Узбекский журнал «Проблемы механики».– 1999.– №1.–С. 17–20.

55. Сафаров И.И., Тешаев М.Х., Хамраева З.К., Марасулов А. Взаимодействие трубопровода и сейсмической волны в однородном приближении при наличии трения на границе контакта // Материалы международной научно-практической конференции «Проблемы подготовки специалистов высшего профессионального образования в XXI веке: прошлое, настоящее и будущее», Республика Казахстан, Шымкент, 2009.- С.207-208.

56. Сафаров И.И., Тешаев М.Х., Эсанов Н.К.,Мухитдинов Р.Т. Собственные колебания цилиндрических оболочек, находящихся в упругой среде // Материалы Международной научно-практической конференции «Проблемы подготовки специалистов высшего профессионального образования в XXI веке: прошлое, настоящее и будущее», Республика Казахстан, Шымкент, 2009. -С.229-232.

57. Тешаев М.Х.Об отыскании структуры сил реакций сервосвязей в системах, стесненных геометрическими связями // Проблемы механики и управления. Нелинейные динамические системы. Межвузовский Сборник научных трудов. Вып. 47. –Пермь, 2015. –С. 97–104.

Авторефератнинг ўзбек, рус ва инглиз тилларидаги нусхалари Тошкент давлат техника университетининг тахририят нашриёт бўлимида тахрирдан ўтказилди.

Бичими 60x84 1/16. Ризограф босма усули. «Times New Roman». гарнитураси.

Шартли босма табағи 4. Адади 100. Буюртма № 21.

Баҳоси келишилган нархда.

«ЎзР Фанлар Академияси Асосий кутубхонаси» босмахонасида чоп этилган.

Босмахона манзили: 100170, Тошкент ш., Зиёлилар кўчаси, 13-уй.