

**МЕХАНИКА ВА ИНШОТЛАР 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**

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

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

Тошкент – 2018

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 тел29

Teshaev Muhsin Khudoyberdiyevich

Development of the theory and methods of calculating of vibrations of dissipative mechanical systems, consisting solids55

Эълон қилинган ишлар рўйхати

Список опубликованных работ

List of published works59

**МЕХАНИКА ВА ИНШОТЛАР 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**

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

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

Тошкент – 2018

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.instmex.uz) ва «Ziynet» Ахборот таълим порталида (www.ziynet.uz) жойлаштирилган.

Илмий маслаҳатчи:	Сафаров Исмоил Иброҳимович физика-математика фанлар доктори, профессор
Расмий оппонентлар:	Абдиқаримов Рустамхон Алимханович физика-математика фанлар доктори Индиаминов Равшан Шукурович физика-математика фанлар доктори Дусматов Олимжон Мусурмонович физика-математика фанлар доктори, профессор
Етакчи ташкилот:	Наманган муҳандислик-қурилиш институти

Диссертация ҳимояси Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институти ва Тошкент ирригация ва қишлоқ хўжалигини механизациялаш инженерлари институти ҳузуридаги ДSc.28.02.2018.Т/ФМ.61.01 рақамли Илмий кенгашнинг 2018 йил «___» _____ соат _____ даги мажлисида бўлиб ўтади. (Манзил: 100000, Тошкент шаҳри, Қори Ниёзий кўчаси, 39, 4-мажлислар зали. Тел.: (99871) 237-46-68; факс: (99871) 237-38-79, e-mail:admin@tiame.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
Тел.: (99871) 262-71-32; факс: (99871) 237-38-79.

Диссертация автореферати 2018 йил «___» _____ куни тарқатилди.

(2018 йил «___» _____ даги _____ рақамли реестр баённомаси)

М.М. Мирсаидов

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

Б.А. Худаяров

Илмий даражалар берувчи илмий
кенгаш илмий котиби, т.ф.д.

Р.А. Абиров

Илмий даражалар берувчи илмий
кенгаш қошидаги илмий семинар раиси, ф.-м.ф.д.

КИРИШ (фан доктори (DSc) диссертацияси аннотацияси)

Диссертация мавзусининг долзарблиги ва зарурати. Жаҳонда мустаҳкам, ишончли, замонавий машина ва ускуналар яратиш асосида техника, технологиялар ва ишлаб чиқаришнинг ўсиш суръатларини ошириш муҳим вазифалардан бири ҳисобланмоқда. Замонавий машина ва ускуналар яратишда турли физик хусусиятли механизм ва қурилмалар ўзаро таъсирининг самараси асосида конструктив ечимларни мураккаблаштириш алоҳида ўрин эгалламоқда. Бу борада АҚШ, Германия, Россия, Исроил, Жанубий Корея, Хитой ва бошқа саноати ривожланган мамлакатларда машина ва ускуналар мустаҳкамлиги ва ишончилигини таъминлаш учун уларни сифатли материаллардан тайёрлашга, уларнинг хизмат қилиш муддатини оширувчи усуллар ишлаб чиқишга, ресурстежамкор, техник ва технологик жиҳатдан модернизациялашган техника воситаларини яратишга алоҳида эътибор қаратилмоқда.

Жаҳонда машина ва ускуналарни вибрация ва тебранишлардан ҳимоя қилишда, улар элементларининг диссипативлик хусусиятларини инобатга олган ҳолда амплитуда-частота характеристикалари ва кучланганлик-деформацияланганлик ҳолатини баҳоловчи самарали усулларни ишлаб чиқишга алоҳида эътибор қаратилмоқда. Ушбу соҳада, жумладан, машина ва қурилмалар элементларининг мустаҳкамлиги ва устуворлигини таъминлаш мақсадида қаттиқ жисмлардан ташкил топган диссипатив механик системалар тебранишлари назариясини ривожлантириш, машина ва қурилмалар элементларининг амплитуда-частота характеристикалари ва кучланганлик-деформацияланганлик ҳолатини баҳолашнинг самарали усулларини ҳамда ҳисоблаш алгоритм ва дастурларини ишлаб чиқиш каби йўналишларда мақсадли илмий изланишларни амалга ошириш, шу билан бир қаторда машина ва қурилмалар динамик характеристикалари ва ҳолатларини баҳолашнинг ҳисоблаш усулларини ишлаб чиқиш муҳим масалалардан бири ҳисобланади.

Республикамизда автомобиль ва қишлоқ хўжалиги машиналарини ишлаб чиқаришга, замонавий ресурстежамкор, рақобатбардош техника ва технологияларни лойиҳалаш ва яратишга алоҳида эътибор қаратилмоқда. 2017-2021 йилларда Ўзбекистон Республикасини янада ривожлантириш бўйича Ҳаракатлар стратегиясида “...миллий иқтисодиётнинг рақобатбардошлигини ошириш, қишлоқ хўжалигини модернизация қилиш ва жадал ривожлантириш, ...худудлар, туман ва шаҳарларни комплекс ва мутаносиб ҳолда ижтимоий-иқтисодий тараққий эттириш, инвестициявий муҳитни яхшилаш орқали мамлакатимиз иқтисодиёти тармоқлари ва худудларига хорижий сармояларни фаол жалб этиш”¹ вазифалари белгилаб берилган. Ушбу вазифаларни амалга оширишда машина ва ускуналар таркибига кирган конструкцияларнинг диссипативлик хусусиятларини ҳисобга олган ҳолда

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.

каттик жисмлардан ташкил топган диссипатив механик системалар тебранишлари динамикаси назариясини ривожлантириш, машина ва ускуна таркибига кирган конструкцияларнинг тебранишлари динамикасини тадқиқ қилиш, уларни турли ташқи юкланишлар таъсирида вужудга келадиган вибрациядан ҳимоя қилиш усулларини, алгоритмлари ва ҳисоблаш дастурларини ишлаб чиқиш муҳим масалалардан 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 “Автомобиль йўллари кўприklarини, йўл ўтказгичлар ва бошқа сунъий иншоотларни қуриш ҳамда фойдаланишни ташкил этиш тизимини такомиллаштириш тўғрисида” ги Қарорлари ҳамда мазкур фаолиятларга тегишли бошқа меъерий-ҳуқуқий ҳужжатларда белгиланган 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 сейсмодинамикаси ва информатика” устувор йўналиши доирасида бажарилган.

Диссертациянинг мавзуси бўйича хорижий илмий тадқиқотлар шарҳи². Машина ва ускуналарнинг мустаҳкамлиги ва ишончлилигини таъминлаш 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, Ohio university (АҚШ), Oxford university (Англия), Р.Ганди номидаги техника университети, Канпур технологик университети (Ҳиндистон), 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

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/System_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/scho-ol-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/university-of-texas-at-austin/>, <https://www.educationindex.ru/university-search/ohio-university/> ва бошқа манбалар асосида фойдаланилган.

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 ташкил топган диссипатив механик системалар тебранишлари назариясини ривожлантириш ва ҳисоблаш усулларини ишлаб чиқиш бўйича жаҳонда олиб борилаётган илмий тадқиқотлар натижасида жумладан қуйидаги илмий натижалар олинган: актив демпферлаш элементларидан фойдаланиб кўчиш амплитудасини баҳоловчи усуллар яратилган (Новосибирск давлат университети, Россия; Washington university, АҚШ; Paris university, Франция); механик система элементларининг эркин ва мажбурий тебранишлари масалаларини ечиш усуллари ишлаб чиқилган (Москва электрон машиналар қурилиши институти, Пермь давлат университети, Россия; Р. Ганди номидаги техника университети, Канпур технологик университети, Ҳиндистон); уч қатламли пластиналарнинг қовушқоқлик (ёки диссипативлик) хусусиятларини ҳисобга олган ҳолда динамик характеристикаларни ҳисоблаш усуллари 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 фаол ҳимоялаш усуллари ишлаб чиқилган (Hawaii university, АҚШ; Новосибирск давлат университети, Иркутск техника университети, Россия; Osaka university, Япония); пластина (ёки қобик) лар пакетининг эркин ва мажбурий тебранишлари масалаларини ечиш усуллари 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 ташкил топган механик системаларнинг амплитуда-частота характеристикаларига ва кучланганлик-деформацияланиш ҳолатига система элементларининг реологик хоссалари турлича бўлган материаллардан ташкил топганлигининг, геометрик ўлчамларнинг, бириктирилган массалар ва нуқтавий таянчларнинг таъсирини баҳолаш юзасидан самарали усуллар ишлаб чиқиш бўйича бир қатор, жумладан қуйидаги устувор йўналишлар бўйича тадқиқотлар олиб борилмоқда: деформацияланувчан қаттиқ жисмлар тебранишлари динамикаси назариясини қаттиқ жисмлардан ташкил топган ўзаро ва асос билан деформацияланувчан элементлар ёрдамида боғланган диссипатив механик системаларда қўллаш ҳисобига такомиллаштириш; гармоник ёки зарбали (ностационар) кучлар таъсирида нуқтавий таянчларга эга бўлган ва йиғилган массалар

бириктирилган пластина (қобик) лардан ташкил топган механик системаларнинг эркин ва мажбурий тебраниш-ларини, шунингдек, кучланганлик-деформацияланиш ҳолатларини ҳисоблаш усуллари ва дастурларини ишлаб чиқиш; механик система элементлари материалнинг реологик хусусиятлари, геометрик ўлчамлари ва чегаравий шартлари таъсирини баҳолаш муаммоларини ечишнинг самарали усулларини ишлаб чиқиш; қаттиқ жисмлардан ташкил топган механик системани турли тебранишлардан фаол ҳимоялаш учун фаол виброҳимоя системаларини ифодаловчи моделларни ишлаб чиқиш ҳамда уларнинг система турғунлигини ифодаловчи геометрик ва физик–механик параметрларини аниқлаш усулларини такомиллаштириш.

Муаммонинг ўрганилганлик даражаси. Дунё амалиётида машина ва ускуналар элеменларининг кучланганлик-деформацияланиш ҳолатини баҳолаш бўйича тадқиқотлар олиб борилган. Улар томонидан ишлаб чиқилган кўрсатма ва тавсиялар конструкторлик бюроларига янги машина ва ускуналарни яратиш учун тавсия этилган. Замонавий машина ва ускуналарни тадқиқ қилиш, лойиҳалаш ва ҳисоблаш масалаларининг методологик асоси бир қатор олимлар тадқиқотларида кўриб чиқилган. Жумладан: И.И. Артоболовский, 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 ускуналар фақатгина тизимли таҳлил ва бошқариш назариясига асосланган ҳолда ўрганилган.

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

Машина ва ускуналарни турли тебранишлар таъсиридан ҳимоялаш усулларини ишлаб чиқиш ва уларни ҳисоблаш усулларини ривожлантириш бўйича С.В. Елисеев, Л.Н. Волков, В.П. Кухаренко, Ш.П.Алимухамедов, Н.В.Адилов, М.М.Мирсаидов, Ш.О.Худойназаров, О.М.Дусматов ва бошқалар шуғулланишган.

Шу билан бир қаторда, ҳозирга қадар диссипатив бир жинслимас механик системалар сифатида фаол ва пассив виброҳимоя системалари масалаларининг назарий асослари, ечиш усуллари тўлалигича ишлаб чиқилмаган. Ҳозиргача назарий масала математик жиҳатдан қўйилмаган, сонли натижалар олиш учун ечиш усуллари ва алгоритмлар тўла ишлаб чиқилмаган. Диссипатив бир жинслимас механик системалар учун ядрони ва унинг реологик параметрларини танлаш, уларнинг частотага ва демпферлаш коэффициентига таъсири масалалари 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 таъсирида йиғилган массали, нуқтавий таянчли юпқа деворли пластина ва қобиклардан ташкил топган диссипатив механик системалар тебранишлари назариясини ривожлантириш, аналитик ва сонли ечиш усуллари ишлаб чиқишдан иборат.

Тадқиқотнинг вазифалари:

гармоник (ёки стационар бўлмаган) юкланишлар таъсири остида йиғилган масса ва нуқтавий таянчларга эга бўлган юпқа деворли пластиналар ва қобиклардан ташкил топган диссипатив механик системалар тебраниши масаласининг математик қўйилиши, ечиш усуллари, алгоритмлари ва дастурларини ишлаб чиқиш;

комплекс хусусий частоталар (ҳақиқий ва мавҳум қисмлари) бир нечта модасининг механик система элементлари геометрик ва физик-механик параметрларига боғлиқ равишда ўзгаришини қиёсий баҳолаш, шунингдек, йиғилган массали ва нуқтавий таянчли юпқа деворли пластина ва қобиклардан ташкил топган диссипатив механик системалар тебранишлари учун олинган натижаларнинг ишончлилигини асослаш;

механик системанинг хусусий ва мажбурий тебранишларини эркинлик даражаси чекли ва санокли бўлган диссипатив бир жинслимас (ёки бир жинсли) система сифатида текшириш усуллари ишлаб чиқиш;

сервобоғланишлар системаси назарияси асосида механик система (фаол виброҳимоя системалари) нинг резонанс режимларини бошқариш назариясини ишлаб чиқиш;

олинган янги илмий натижалар ва таклифлар асосида улардан фойдаланиш бўйича амалий тавсияларни ишлаб чиқиш.

Тадқиқотнинг объекти сифатида бириктирилган массали ва нуқтавий таянчли қовушқоқ-эластик юпқа деворли пластиналар ва қобиклар, каттик жисмлар, деформацияланувчи элементлар (пружиналар) олинган.

Тадқиқотнинг предмети бириктирилган массали ва нуқтавий таянчлари бўлган юпқа деворли пластина (қобик)лардан ташкил топган диссипатив бир жинсли ёки бир жинслимас механик системаларни ифодаловчи моделлар, улар параметрларининг ўзгариш қонунлари, ташқи гармоник ва ностационар юкланишлар таъсирида бўлган каттик жисмлардан ташкил топган диссипатив бир жинсли ёки бир жинслимас механик система назарияси, уларни ҳисоблаш усуллари, алгоритмлари ва дастурлари ташкил этади.

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

Тадқиқотнинг илмий янгилиги қуйидагилардан иборат:

каттик жисмлардан ташкил топган диссипатив механик системалар тебранишлари динамикаси масалаларининг назарияси системага йиғилган массалар ва нуқтавий таянчлар қўйилганда системанинг чегаравий шартларини ҳисобга олган ҳолда такомиллаштирилган;

механик системанинг турғунлигини ҳисобга олган ҳолда сервобоғланиш реакция кучлари структурасини аниқлаш назарияси асосида диссипатив механик системалар энергия диссипацияси интенсивлигини фаол бошқариш усули ишлаб чиқилган;

механик системанинг диссипатив бир жинсли ёки бир жинслимаслигини ҳисобга олган ҳолда каттик ва деформацияланувчан жисмлардан ташкил топган диссипатив механик системанинг энергияни энг катта сўндириш қобилиятини таъминловчи параметрларини аниқлаш усули ишлаб чиқилган;

механик системанинг диссипативлик хоссаларини ифодаловчи параметрларни ва геометрик ўлчамларни танлаш ҳисобига резонанс тебранишлар амплитудасинини пасайтириш усуллари ишлаб чиқилган;

механик системанинг диссипатив бир жинслимаслигини ҳисобга олган ҳолда деформацияланувчан элементлар қаттиқлигининг маълум оралиғида иккинчи глобал форманинг ўзгармаслик эффекти система геометрик ва физик-механик параметрларининг маълум қийматлари учун аниқланган.

Тадқиқотнинг амалий натижалари қуйидагидан иборат:

бириктирилган массали ва нуқтавий таянчларга эга бўлган юпқа пластиналар (қобиқлар) пакетидан ташкил топган диссипатив бир жинсли ва бир жинслимас механик системалар тебранишлари динамикаси амалий масалаларини ечиш усуллари ишлаб чиқилган;

фундаментал базис функциялар усули асосида системага қўйилган йиғилган массалар ва нуқтавий таянчларни ҳисобга олган ҳолда каттик жисмлардан ташкил топган диссипатив бир жинсли ва бир жинслимас механик системалар хусусий тебранишларини тўла сўндириш усуллари ишлаб чиқилган;

бириктирилган массали ва нуқтавий таянчларга эга бўлган юпқа пластиналар (қобиқлар) пакетидан ташкил топган диссипатив бир жинсли ва бир жинслимас механик системалар энергия сўнишининг интенсивлик соҳаларини аниқлаш усуллари ишлаб чиқилган;

фундаментал базис функциялар усули асосида системага қўйилган йиғилган массалар ва нуқтавий таянчларни ҳисобга олган ҳолда каттик жисмлардан ташкил топган диссипатив бир жинсли ва бир жинслимас механик системалар резонанс амплитудаларини пасайтириш (бир неча мартага) усули ишлаб чиқилган;

гармоник юкланишлар таъсиридаги бириктирилган массали ва нуқтавий таянчларга эга бўлган юпқа пластиналар (қобиклар) пакетидан ташкил топган диссипатив бир жинсли ва бир жинслимас механик системалар тебранишлари динамикаси амалий масалаларини ечиш усуллари, алгоритмлари ва дастурлари ишлаб чиқилган.

Тадқиқот натижаларининг ишончлилиги. Тадқиқот натижаларининг ишончлилиги эластиклик назарияси, қовушқоқ – эластиклик назарияси, математик анализ, математик физика курслари усулларини қўллаш ва математик амалларнинг қатъийлиги орқали масалаларнинг тўғри қўйилиши ҳамда қаттиқ жисмлардан ташкил топган диссипатив бир жинсли ва бир жинслимас механик системалар тебранишлари динамикаси назариясининг ҳисоблаш усуллари ва аниқ ҳисоб усуллари бўйича олинган натижаларни ўзаро солиштириш билан изоҳланади.

Тадқиқот натижаларининг илмий ва амалий аҳамияти. Тадқиқот натижаларининг илмий аҳамияти қаттиқ жисмлардан ташкил топган диссипатив механик системалар тебранишлари динамикаси назариясини система таркибига кирган деформацияланмайдиган қаттиқ жисмларни ҳисобга олган ҳолда такомиллаштирилганлиги ва ҳисоблаш усуллари ишлаб чиқилганлиги, қаттиқ жисмлардан ташкил топган диссипатив механик системаларнинг эркин ва мажбурий тебранишлари масалаларини ечиш учун усуллар, алгоритм ва дастурлар ишлаб чиқилганлиги ҳамда улар асосида олинган натижаларнинг назарий натижалар билан адекватлиги орқали изоҳланади.

Тадқиқот натижаларининг амалий аҳамияти машина ва ускуналарнинг модели, шунингдек, қаттиқ жисмлардан ташкил топган диссипатив механик системаларнинг гармоник ва ностационар динамик таъсирлар остидаги эркин ва мажбурий тебранишлари масалаларини системанинг диссипативлик хусусиятларини ва геометрик ҳамда физик–механик параметрларини ҳисобга олган ҳолда ечишнинг сонли усуллари, алгоритми ва дастурлари замонавий машина ва ускуналарни лойиҳалашда улар элементларининг оптимал параметрларини аниқлаш ва баҳолаш билан 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 натижалари асосида:

механик системани ташкил этувчи элементлар турли физик–механик характерли материаллардан ташкил топганлигини (диссипатив бир жинслимас система) таъминлаш усули “Ахангаран” компрессор станциясининг 294Г12-370/25-56М1 газни қайта ҳайдаш қурилмаси амплитудасини пасайтириш учун қурилмани ўрнатиш жараёнига жорий этилган (“Ўзтрансгаз” АЖ нинг 2018 йил 14 августдаги 02-10-1702/6364–сонли маълумотномаси). Илмий тадқиқот натижасида иншоотнинг мустаҳкамлик заҳирасини 1,5 мартага ошириш имкони яратилган;

диссипатив бир жинслимас механик системалар резонанс амплитудасини пасайтириш усули роторининг виброкўчишлари кўлами частотанинг ишчи диапазони $66,25 - 92,75 \text{ с}^{-1}$ бўлганида 60 мкм дан катта бўлмаган

“Ўзтрансгаз” АЖ га қарашли “Ахангаран” компрессор станциясининг 294Г12-370/25–56М1 газни қайта ҳайдаш қурилмаси агрегати резонанс амплитудаси ва шовқинини камайтириш учун динамик ҳисоб ишларига жорий этилган. (“Ўзтрансгаз” АЖ нинг 2018 йил 14 августдаги 02-10-1702/6364-сон маълумотномаси). Илмий–тадқиқот натижасида газни қайта узатиш агрегати резонанс амплитудасини 1,6 мартага камайтириш имкони яратилган;

каттик жисмлардан ташкил топган диссипатив бир жинслимас механик системалар динамикаси масалаларини ечиш усулларида Москва давлат озиқ-овқат университетининг “Дельта – робот динамикасини математик, компьютер ва табиий моделлаштириш” мавзусидаги грантида эркин ва мажбурий тебранишларни системанинг геометрик ва физик-механик параметрларига, шунингдек, чегаравий шартларга боғлиқ равишда аниқлаш усулидан фойдаланилган (Москва давлат озиқ-овқат университетининг 2018 йил 21 июндаги далолатномаси). Илмий–тадқиқот натижасида 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 ”Эластиклик назариясининг динамик масаласи уч ўлчамли бўлак-бўлак жинслардан иборат бўлган узлуксиз ярим фазода ҳаракатланувчи юқдан ҳосил бўладиган тўлқинларнинг тарқалишини тадқиқ қилиш” фундаментал лойиҳасида (2012-2016) уч ўлчамли диссипатив бўлак-бўлак жинслардан иборат бўлган узлуксиз ярим фазода ҳаракатланувчи юқдан ҳосил бўладиган тўлқинларнинг диссипацияси билан боғлиқ масалаларни ҳал этишда фойдаланилган (Ўзбекистон Республикаси Олий ва ўрта-маҳсус таълим вазирлигининг 2018 йил 4 июлдаги 89-03-2516-сонли маълумотномаси). Илмий-тадқиқот натижасида уч ўлчамли диссипатив бўлак-бўлак жинслардан иборат бўлган узлуксиз ярим фазода ҳаракатланувчи юқдан ҳосил бўладиган тўлқинларнинг диссипацияси юқори бўладиган соҳаларда тўлқин амплитудаларини интенсив сўндириш имкони яратилган.

Тадқиқот натижаларининг апробацияси. Мазкур тадқиқот натижалари 12 та халқаро ва 21 та республика миқёсидаги илмий- техника ва илмий-амалий анжуманларда 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, бешта боб, хулоса, фойдаланилган адабиётлар рўйхати ва иловалардан иборат. Диссертациянинг ҳажми 250 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 **“Деформацияланувчан ва қаттиқ жисмлардан ташкил топган диссипатив механик системаларнинг тебранишлари тўғрисида”** деб номланган биринчи бобда асосий муносабатлар, деформацияланиш қонунлари қисқача келтирилган, деформацияланувчан ва қаттиқ жисмлардан ташкил топган диссипатив механик системалар материалнинг реологик хусусиятларини ҳисобга олган ҳолда тебранишларини тадқиқ қилиш масаласининг математик қўйилиши, ечиш усуллари ва алгоритми ишлаб чиқилган.

Ўзаро ва асос билан S та қовушқоқ-эластик элементлар орқали боғланган, N та қаттиқ ва K та деформацияланувчан элементлардан ташкил топган механик система таҳлил қилинган. Системанинг деформацияланувчан элементлари қовушқоқ-эластик материаллардан тайёрланган. Қовушқоқ-эластик материалларнинг физик хусусиятлари Больцман-Вольтерранинг интеграл ядроли чизиқли ирсий муносабатлари билан тавсифланган. Хусусий ҳолда, агар ташқи таъсирлар бўлмаса, системанинг сўнувчи хусусий тебранишлари, ташқи таъсирлар бўлганида эса мажбурий тебранишлар қаралган.

Асосий муаммо-системанинг диссипативлик (демпферловчи) хусусиятларини, шунингдек, унинг кучланганлик-деформацияланганлик ҳолатини тадқиқ қилишдан иборат. Эркин тебранишларда диссипация хусусий тебранишларни сўндиришга олиб келади. Сўниш тезлиги системанинг диссипативлик хусусиятини сон жиҳатидан баҳолайди: сўниш тезлиги қанча катта бўлса, диссипация шунчалик юқори бўлади.

Деформацияланувчан элементлар учун кучланишлар ва деформациялар орасидаги боғланиш қуйидаги кўринишга эга:

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

бу ерда

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

$$\Gamma_{\lambda,m}^c(\omega) = \int_0^\infty R_{\lambda,m}(\tau) \cdot \cos \omega \tau d\tau; \quad \Gamma_{\lambda,\mu}^s(\omega) = \int_0^\infty R_{\lambda,\mu}(\tau) \sin \omega \tau d\tau; \quad R_n(t) = A_n e^{-\beta_n t} / t^{1-\alpha_n}.$$

Шунингдек, ҳолат тенгламаси сифатида Работнов ядросидан фойдаланилган:

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

бу ерда E , ν – Юнг модули ва Пуассон коэффициентининг оний қийматлари; m_n , β_n – материалнинг параметрлари. Интеграл оператор ядроси сифатида Работновнинг каср-экспоненциал функциясидан фойдаланилган:

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

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

Системанинг хусусий ва мажбурий тебранишлари масаласининг қўйилишида мумкин бўлган кўчиш принциpidан фойдаланилган:

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

бу ерда

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

$\delta \varepsilon_{ij}$, $\delta \nabla e$ – ёйилган ва чизикли йиғилган элементлар деформацияларининг вариациялари; ρ_n – n - йиғилган элемент материали зичлиги; m_k – k - қаттиқ жисм массаси; $u, u_k, \delta u_1, \delta u_k$ – ёйилган элементлар силжиш нуқталари ва қаттиқ жисмлар массалар марказининг кўчишлари ва уларнинг вариациялари; f, ρ – ёйилган элементларга қўйилган массавий ва сирт кучлари зичликлари; V_n, E_n – n - ёйилган элемент ҳажми ва сирт юзаси; I_n – n - қаттиқ жисм марказий инерция моменти тензори; F_n, M_k – k - қаттиқ жисмга қўйилган кучларнинг бош вектори ва бош моменти.

Агар механик система деформацияланувчан элементлар билан бири-бирига боғланган N та массадан иборат бўлса (1-расм), у ҳолда Лагранж тенгламалари қуйидаги кўринишда бўлади:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} = \frac{\partial \Pi}{\partial q_j} + Q_j(t), \quad (j=1, 2, 3, \dots), \quad (2)$$

бу ерда T ва Π – кинетик ва потенциал энергия; q_i – умумлашган координата;

$Q_i - q_i$ умумлашган координатага мос келган умумлашган куч.

Айтайлик, механик системага қуйидаги кўринишдаги гармоник юкланиш таъсир қилсин:

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

бу ерда A_j – қидирилайётган комплекс амплитудалар. Барқарор мажбурий тебранишлар масаласи қуйидаги бир жинслимас алгебраик тенгламалар системасига келтирилади:

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

Иккинчи ёндашув битта фазовий ўлчамга эга бўлган деформацияланувчан массивий элементлар учун қўлланилган. Бу ҳолда (1) вариацион масала хусусий ҳосилали дифференциал тенгламалар системасига келтирилади:

$$\sum_{k=1}^{S_2} L_{jk} W_k \pm \rho_j \frac{\partial^2 W_j}{\partial t^2} = \pm \rho f_j e^{i\lambda t} , \quad (4)$$

бу ерда W_j – j - массивий деформацияланувчан элемент нуқталарининг кўчиш вектори компонентлари; ρ_j – координаталарга боғлиқ бўлган унинг погон зичлиги; f_j – массивий кучларнинг комплекс амплитудалари компонентлари, шунингдек қаттиқ асоснинг берилган маълум тебранишлардаги кўчирма инерция кучларининг ҳам; L_{jk} – фазовий координаталар бўйича дифференциаллаш операторининг чизиқли комбинацияси.

(4) тенгламалар системаси ярим аналитик усул ёрдамида, яъни Мюллер, Гаусс, Лапласнинг интеграл алмаштиришлари ва Рунге–Кутта усулларига асосланиб ишлаб чиқилган усул асосида ечилади.

Диссертациянинг “**Йиғилган массали ва нуқтавий таянчли пластина (ёки қобик)лардан ташкил топган диссипатив механик системалар хусусий тебранишлари**” деб номланган иккинчи бобида ички таянчларга ва йиғилган массаларга эга бўлган қовушқоқ-эластик пластинасимон (ёки қобиксимон) механик системаларнинг хусусий тебранишлари кўриб чиқилган.

Айтайлик, механик система элементлари (масалан, k - пластина) гармоник қонунга мувофиқ тебрانسин, яъни

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

бу ерда $W_{ok}(x, y)$ – пластинанинг бош тебранишларининг хусусий формалари, ω – номаълум комплекс частота. Улар S та нуқталарда шарнирли таянчларга 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

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

бу ерда x^s, y^s – S - ички таянчнинг координаталарини қаноатлантириши керак.

(5) ва (6) боғланишларни ҳисобга олиб, Лагранж кўпайтувчилари усули ёрдамида 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 пластина контурида (5), (6) чегаравий шартларни нотривиал тарзда қаноатлантирувчи комплекс хусусий частоталар ω_1, ω_2 ва хусусий формалар W_1^*, W_2^* спектрини топиш талаб этилади.

(7) вариацион тенгламани ва берилган чегаравий шартларни қаноатлантирувчи минималлаштирувчи формани маълум $A_k(x, y)$ базис функцияларнинг чекли йиғиндиси кўринишида қидирамиз:

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

бу ерда γ_k —қидирилаётган номаълум коэффициентлар. (8) ни (7) га қўйиб, $(K+S+S_\alpha)$ та $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_s, \lambda_1^\alpha, \lambda_2^\alpha, \dots, \lambda_{s_\alpha}^\alpha, \gamma_1, \dots, \gamma_k$ номаълумли $(K+S+S_\alpha)$ та чизиқли бир жинсли тенгламалар системасини оламиз:

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

Матрица шаклида (9)-системани қуйидаги шаклда тасвирлаш мумкин:

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

Ушбу система нотривиал ечимга эга бўлиши учун унинг детерминанти нолга тенг бўлиши зарур:

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

Мисол сифатида икки ва учта пластинадан ташкил топган тўртбурчак шаклидаги пластиналар пакетидан иборат бўлган механик системанинг хусусий тебранишлари ўрганиб чиқилди. Пластиналар контур бўйича ва ички нуқталарда маҳкамланган. Қовушқоқ-эластик пластинасимон жисмларнинг хусусий тебранишлари механик системанинг қуйидаги параметрларида қаралган: $E_{01} = E_{02} = 1; \rho_1 = \rho_2 = 1; \nu_1 = \nu_2 = 0.25; M_1 = M_2 = M_3 = 0.03, a = b = 1.$

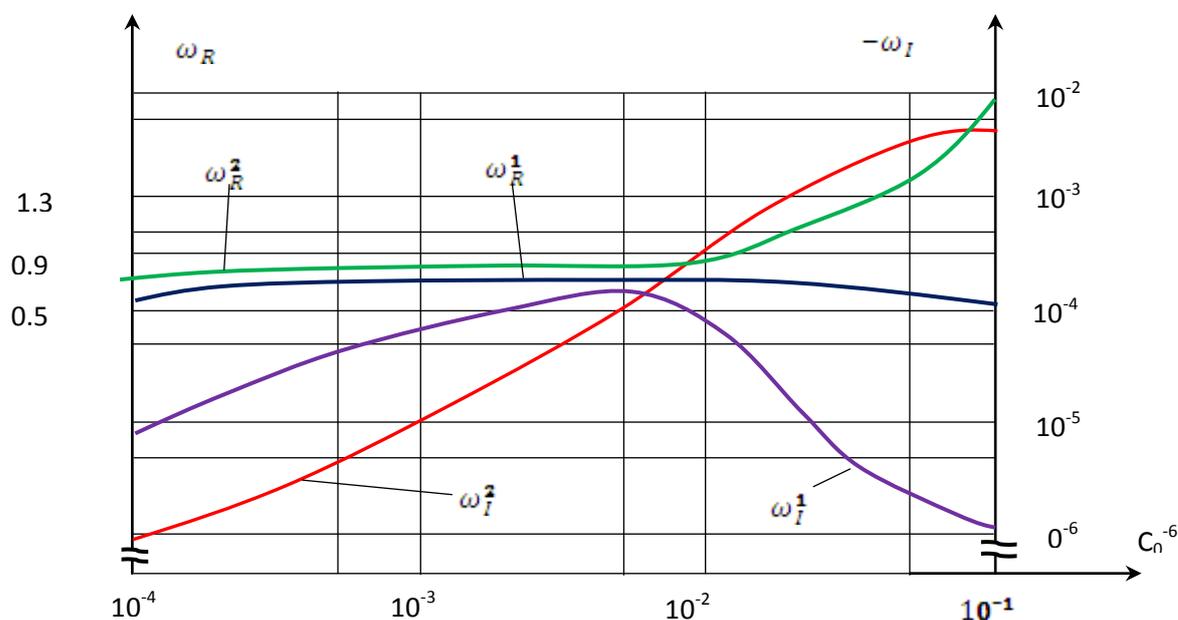
$A = 0.078, \quad \alpha = 0.1 \quad , \quad \beta = 0,005.$

Биринчи вариантда механик системанинг барча элементлари қовушқоқ-эластик (бир жинсли система). Тебраниш частоталари ω_{R_j} нинг ҳам, демпферлаш коэффициенти ω_{j_j} ($j = 1, 2$) нинг ҳам C_2 параметрга нисбатан монотон боғлиқлиги аниқланган. Иккинчи вариантда биринчи элементлар—эластик, қолганлари—қовушқоқ-эластик (диссипатив бир жинслимас система). Ҳисоблаш натижалари 2- расмда келтирилган. Расмдан кўриниб турибдики, комп-

лекс частотанинг мавҳум қисми радикал равишда ўзгарар экан. Амалиёт учун C_2 нинг фиксирланган қийматидаги демпферлаш коэффициентининг минимал қиймати алоҳида қизиқиш уйғотади:

$$\delta = \min_k (-\omega_{Ik}) , \quad k = 1, \dots, N$$

Системанинг диссипативлик хусусиятларини тўлалигича тасвирлаш учун И.Е.Трояновский ва И.И.Сафаров томонидан киритилган “глобал сўниш коэффициенти” (δ) тушунчаси киритилди. Глобал сўниш коэффициентининг бирор параметрга жуда ҳам боғлиқ равишда ўзгаришига геометрик ўлчамларни ёки физик хусусиятларни ўзгартириш орқали эришиш мумкин. Бу билан диссипатив бир жинслимас механик системаларнинг демпферлаш хусусиятларини самарали тарзда бошқариш имкониятлари очиб берилди.



2-расм. Комплекс частотанинг ҳақиқий ва мавҳум қисмларини деформацияланадиган элементнинг қаттиқлигига нисбатан ўзгариши (диссипатив–бир жинслимас механик система)

Диссертациянинг “Диссипатив механик системаларнинг барқарор ва барқарор бўлмаган тебранишлари” деб номланган учинчи бобида диссипатив механик системаларнинг барқарор ва барқарор бўлмаган тебранишлари кўриб чиқилган. Таъсир этаётган куч n -жисмга қўйилган, бир хил частотага, лекин ҳар хил амплитудага эга деб фараз қилинади. У ҳолда уларнинг ўзгариш қонунини қуйидаги кўринишда ёзиш мумкин:

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

Системанинг қовушқоқ-эластик элементларида ёки нуқтавий таянчларида содир бўладиган релаксация жараёнларини тасвирлаш учун Больцман–Волтерранинг чизикли 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 $R^n(t-\tau)$ — n -элементнинг релаксация ядроси; E_n —эластиклик модулининг оний қиймати.

Сирт кучларнинг бажарган виртуал иши δA_p ни ҳисобга олиб, виртуал кўчишлар принципи (1)ни қўллаймиз:

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

бу ерда

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

Система n -элементининг барқарор тебранишларини қуйидаги кўринишда излаймиз:

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

У ҳолда вариацион тенглама қуйидаги кўринишда ёзилади:

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

Муаммо энди қуйидаги тарзда шакллантирилади: (10) тенгламани ва берилган бир жинсли чегаравий шартларни қаноатлантирувчи кўчиш векторининг модули $U_{nj}^0(\bar{x})$ (мажбурий тебраниш амплитудаси) нинг мажбурий тебраниш частотасига нисбатан ўзгаришини топиш талаб қилинади. Бу ерда бошланғич шартлар қўйилмайди.

(10) вариацион тенгламанинг ечимини ортогонал базис функциялар суперпозицияси кўринишида қидирамиз. Йиғилган масса ва барча нуқтавий боғланишлар (таянчлар, устунлар) га боғлиқ бўлмаган элементлар учун улар маълум деб фараз қилинган. У ҳолда, (10) тенгламани ва берилган бир жинсли чегаравий шартларни қаноатлантирувчи қидирилаётган кўчишлар майдони сифатида ушбу базис функцияларнинг чекли йиғиндиси қабул қилинган:

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

(11) йиғиндини (10) га қўйгандан сўнг γ_{nj}^k коэффициентлар ва $\lambda_{nj}^s, k_{nj}^s, \mu_{nj}^r$ Лагранж кўпайтувчилари олинган системанинг умумлашган координаталари бўлади. Системанинг ўлчами эркин тебранишлардагидек бўлади. Матрица шаклида уни қуйидаги шаклда тасвирлаш мумкин:

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

Мисол сифатида марказида массасиз қовушқоқ-эластик пружина билан маҳкамланган иккита квадрат шаклидаги эластик пластиналар пакетидан ташкил топган система қаралган. Ҳар бир пластинага биттадан юк бирик-

тирилган. Гармоник кўзғатувчи юклама сифатида амплитудаси бирлик векторга тенг бўлган иккита пластина юзаси бўйлаб тарқалган гармоник P куч қаралган. Пластиналар контур бўйича шарнирли маҳкамланган, механик ва геометрик параметрлари бир хил:

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

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

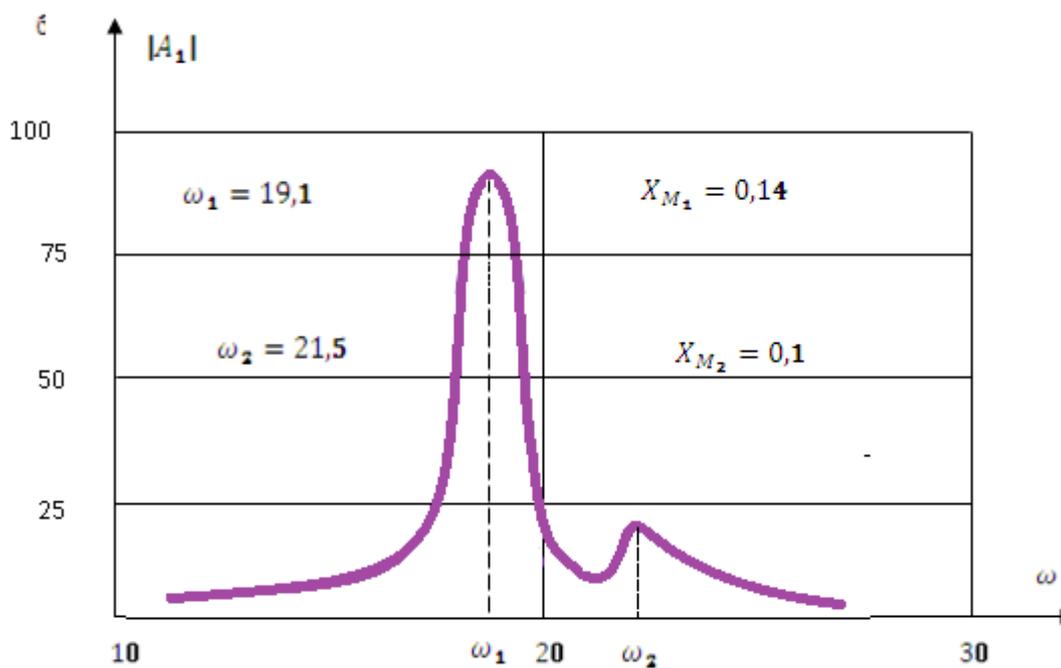
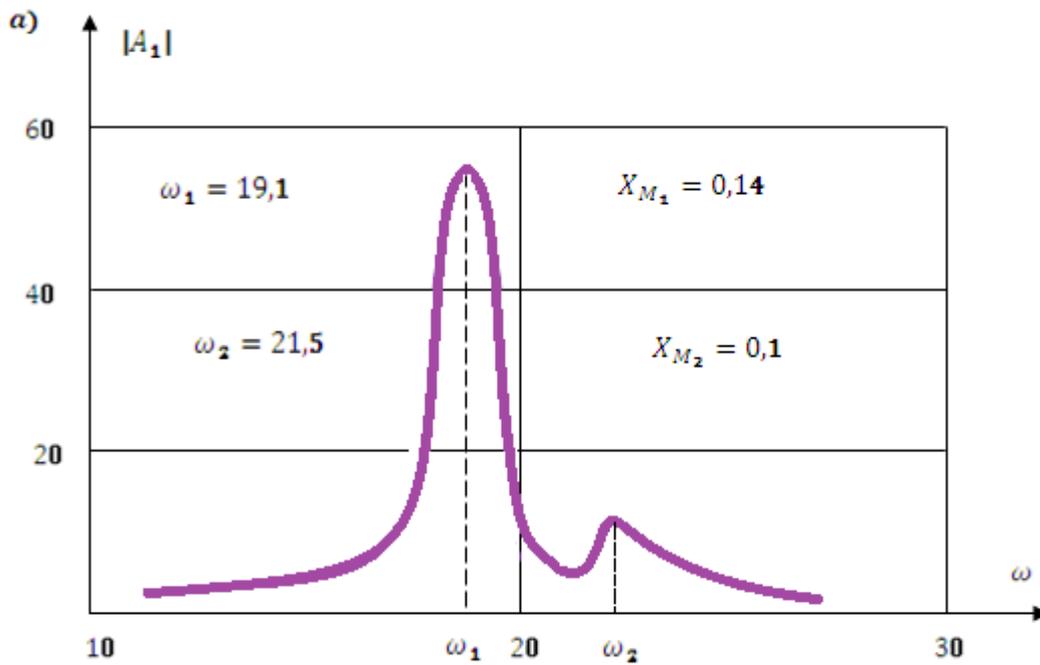
Механик система резонанс амплитудасининг тўла сўнишини тадқиқ қилиш учун “глобал резонанс амплитуда” (ГРА) тушунчаси киритилган:

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

Пластиналардан ташкил топган системанинг M_2 юкнинг пластинадаги вазиятига қараб мажбурий тебраниш 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 қарилган. 3- расмнинг муҳокамаси шуни кўрсатадики, мажбурий тебраниш частотаси хусусий тебранишлар частоталари ω_1, ω_2 билан устма-уст тушганда устки пластинада ҳам, остки пластинада ҳам амплитуданинг сакраши кузатилади. Бир жинсли механик системалар учун глобал резонанс амплитуда ($\delta_{\sigma_{33k}}$) ролини биринчи частотага мос келган резонанс амплитуда ўйнайди. Бир жинслимас механик системалар учун глобал резонанс амплитуда ($\delta_{\sigma_{33k}}$) ролини биринчи ва иккинчи частоталарга мос келган резонанс амплитуда ўйнайди. “Роллар алмашилиши” (РА) частоталарнинг ҳақиқий қисмлари максимал яқинлашган нуқтада кузатилади (бу нуқтада глобал резонанс амплитуда ($\delta_{\sigma_{33k}}$) ўзининг максимум ёки минимумига эришади (4- расм). ”РА” нуқтасида ГРА ($\delta_{\sigma_{33k}}$) ўзининг минимумига эришади. ”РА” нуқтасида энергия интенсивлиги бошқа нуқталарга қараганда юқори бўлади. ГРА ($\delta_{\sigma_{33k}}$) нинг диссипатив бир жинсли ва бир жинслимас системалар АЧХ ларига таъсирини ўрганиш учун учта (”РА” нуқтаси, ундан чапдаги ва ўнгдаги) кесим ажратиб олинган ва бу кесимларда системанинг АЧХ лари тадқиқ қилинган. Олинган натижалардан кўриниб турибдики, ”РА” нуқтасида (кучланиш амплитудасининг частотага нисбатан ўзгаришида) биринчи ва иккинчи частоталарга мос келган кучланиш амплитудаси энг кичик бўлади.

Учинчи бобнинг иккинчи қисмида бириктирилган массали ва нуқтавий таянчли пластина ва қобикларнинг ностационар мажбурий тебранишлари масаласи ҳал қилинган. 1-жадвалда ташқи юкланишларнинг турли частоталарида пластина максимал эгилишларининг қийматлари келтирилган. Натижалардан кўринадики, $\omega_{R1} = 451,2 \text{ Гц}; \omega_{R2} = 521,3 \text{ Гц}; \omega_{R3} = 632,9 \text{ Гц}; \omega_{R4} = 702,1 \text{ Гц}$ частоталардаги биринчи тўртта тебраниш формаларида пластинанинг максимал эгилишлари мос равишда ($x=L/8, x=L/6, x=L/4, x=L/2, y=L/2$) нуқталарда бўлади.

Работновнинг каср-экспоненциал ядроси учун глобал демпферлаш коэффициенти (ГДК) параметри юқоридаги параметрларда тадқиқ қилинган.



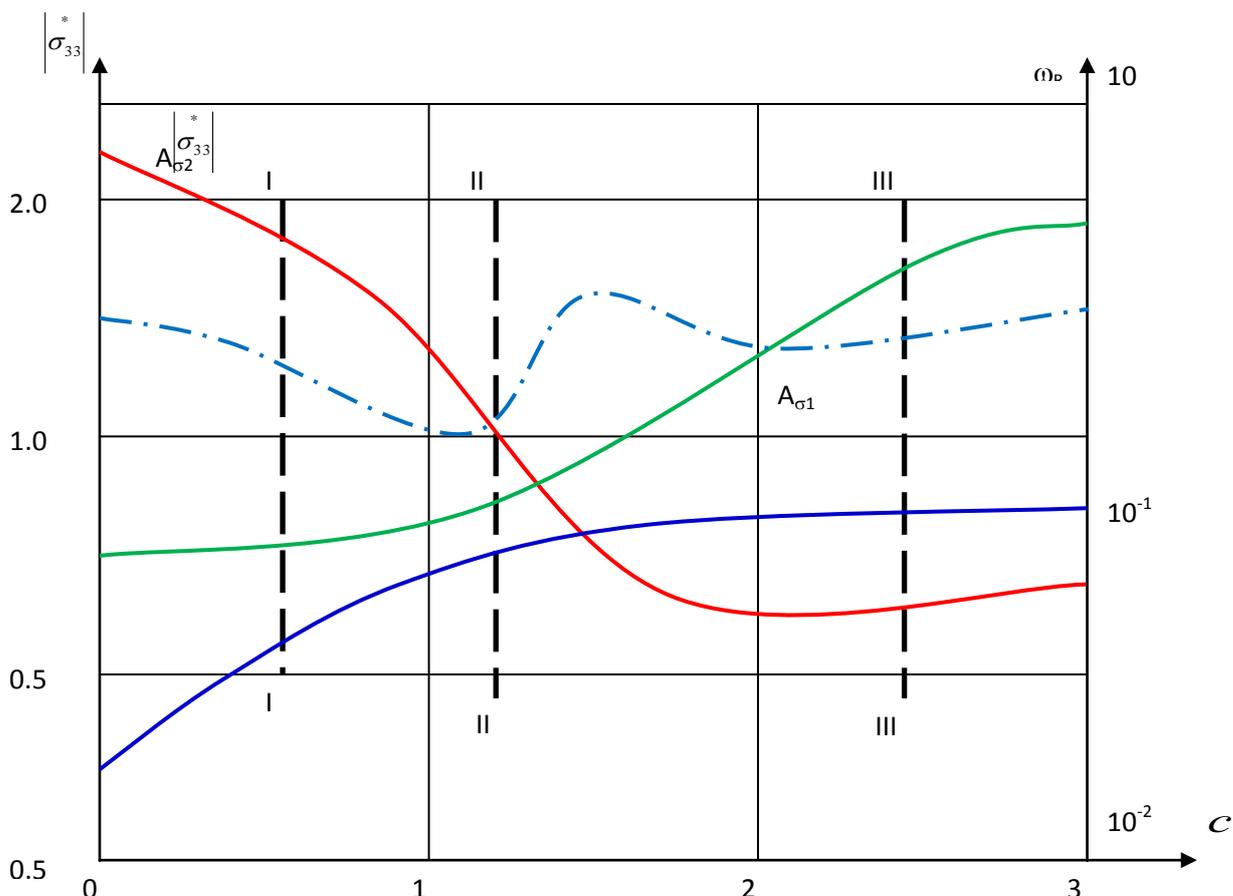
3-расм. Мажбурий тебраниш амплитудасининг частотага нисбатан ўзгариши: а-пастки пластина учун; б-юқоридаги пластина учун

1-жадвал.

Пластинанинг максимал эгилишлари.

Частоты	ω_j							
	ω_1	ω_2	ω_3	ω_4	ω_5	ω_6	ω_7	ω_8
$maxW, мм$	0,020	0,032	0,029	0,024	0,0067	0,0026	0,0040	0,0020

Натижалар Колтунов –Ржаницин ядросига қараганда паст (кичик) частоталар зонасида 10% –15% га, юқори частоталарда эса 20–27% гача фарқ қилди.



4- расм. Резонанс амплитудасининг қаттиқлик (C) га нисбатан ўзгариши (диссипатив бир жинслимас система). I-I - ”РА” нуқтасидан чапдаги кесим; II-II - ”РА” нуқтасидаги кесим; III-III -”РА” нуқтасидан ўнгдаги кесим

Диссертациянинг “**Муҳит билан ўзаро алоқада бўлган диссипатив бир жинслимас кўп қатламли пластина ва қобиклар тебранишларини демпферлаш**” деб номланган тўртинчи бобида муҳит билан ўзаро алоқада бўлган уч (ёки икки) қатламли диссипатив бир жинслимас пластина ва қобиклар тебранишларини демпферлаш масалалари қаралади. Қатламлар орасидаги чегарада кўчишларнинг узлуксизлиги шarti 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 чегаравий шартларни ҳисобга олган ҳолда мумкин бўлган кўчиш принципи асосида олинган. Чегараларда қуйидаги шартлар қўйилган:

$$u_1^k = u_2^k = w^k = w_{l1}^k = 0 \quad (x = 0, L; \quad k = 1, 2).$$

Уч қаватли пластинасимон (ёки цилиндрсимон) қатламларда кучланишлар ва деформациялар Гук қонуни билан боғланган. Етакчи қатламларнинг ташқи сиртларига тақсимланган юкланиш q_1^k ва муҳит реакцияси q_{cr}^k қўйилган:

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

Кўчишларда ечиладиган тенглама ички кучланишларни u_α^m, w^m катталиклар орқали ифодалаб, шунингдек, асоснинг реакциясини ҳисобга олиб олинган:

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

бу ерда

$$\begin{aligned} L_\alpha^m &= \sum_{k=1}^2 [(a_{ma1}^k \frac{\partial^2}{\partial x_\alpha^2} + a_{ma2}^k \frac{\partial^2}{\partial x_\beta^2} + a_{ma3}^k) u_\alpha^k + a_{ma4}^k \frac{\partial^2 u_\alpha^k}{\partial x_\alpha \partial x_\beta} + \\ & (a_{ma5}^k \frac{\partial}{\partial x_\alpha} + a_{ma6}^k \frac{\partial^3}{\partial x_\alpha^3} + a_{ma7}^k \frac{\partial^3}{\partial x_\alpha \partial x_\beta^2}) w^k], \\ L_3^m &= \sum_{\alpha, k=1}^2 [(a_{m31}^{\alpha k} \frac{\partial^4}{\partial x_\alpha^4} + a_{m32}^k \frac{\partial^4}{\partial x_1^2 \partial x_2^2} + a_{m33}^{\alpha k} \frac{\partial^2}{\partial x_\alpha^2} + a_{m34}^k - R m_m k_0^m \delta_{mk}) w_k + \\ & + (a_{m35}^{\alpha k} \frac{\partial^3}{\partial x_\alpha^3} + a_{m36}^{\alpha k} \frac{\partial}{\partial x_\alpha} + a_{m37}^{\alpha k} \frac{\partial^3}{\partial x_\alpha \partial x_\beta^2}) u_\alpha^k], \quad (m, \alpha, \beta = 1, 2; \quad \alpha \neq \beta) \end{aligned}$$

Ечимни олиш учун Бубнов–Галеркин усулидан фойдаланилган. 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; $\{T\}$, $\{Q(t)\}$ – номаълум кўчишлар ва ташқи юкланишлар устун-матрицалари. Эркин тебранишлар қаралганда, ечим қуйидаги шаклда изланган:

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

бу ерда $\Psi_{\alpha mn}^k, \Psi_{3mn}^k, \Psi_{qlmn}^k$ ва, ω –тебранишларнинг комплекс амплитудалари ва частотаси. (13) ифодаларни (12) системага қўйиб, комплекс хос сон умумлашган масаласига келинган:

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

Сонли натижалар $h_1 = h_2 = 0.025; c = 0.02; R = 1$ параметрларда инерциясиз Винклер муҳиtida жойлашган эркин маҳкамланган айлана шаклидаги уч қатламли цилиндрсимон қобик (Д16Т-флоропласт) учун олинган. Қовушқоқ-эластик материалнинг ядроси сифатида уч параметрли $R(t) = \frac{Ae^{-\beta t}}{t^{1-\alpha}}$ ядро олинган. Релаксация ядросининг параметрлари қуйидагича олинган: $A = 0,048; \beta = 0,05; \alpha = 0,1$. Частоталар тенгламасининг илдиэлари Мюллер усули билан топилган. Мюллер усулининг ҳар бир итерациясида бош элементни ажратиш билан Гаусс усули ишлатилган.

Тўлдиргич (заполнитель) қалинлиги ошиши уч қатламли қобиксимон система комплекс частоталари ҳақиқий ва мавҳум қисмларининг ўсишига олиб келган. Шу билан бир қаторда, тегишли Винклер ва Пастернак

моделлари учун натижалар (ташқи муҳитнинг инерциясини ҳисобга олганда ҳам, олмаганда ҳам) деярли бир хил бўлган. 2–жадвалда ҳар бир m индекс учун тўртта частоталар ω_{mp} ($p = 1, \dots, 4, k_0 = 0, L = 1,5R, 9R$) келтирилган. Дис-

2-жадвал.

Уч қатламли қобиқ 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

сипатив бир жинсли ва бир жинслимас механик система қаралган, комплекс коэффицентли бир жинсли алгебраик тенгламар системаси олинган ва унинг частоталар тенгламаси Мюллер усули ёрдамида ечилиб, комплекс хусусий частоталар топилган, Гаусс усули ёрдамида тебранишлар формаси топилган. Бундай натижалар Колтунов-Ржаницин ядроси учун ҳам, Работновнинг каср-экспоненциал ядроси учун ҳам олинган. Ҳисоблашлар натижалари паст частоталар зонасида 15% гача, юқори частоталар зонасида эса – 60% гача фарқ қилган.

Қатламли пластина ва қобиқлардан ташкил топган диссипатив механик системалар учун илмий асосланган усул ва алгоритм ишлаб чиқилган. Мисол сифатида ташқи динамик таъсирлар остидаги уч қатламли эластик (қовушқоқ-эластик) ва инерциясиз Винклер ва Пастернак муҳитларидаги конструкция қаралган. Назарий ва маълум эксперимент натижалари (АЧХ) нинг таҳлили уларнинг қониқарли равишда яқинлашишини кўрсатган: частота бўйича фарқ 15% дан, амплитуда бўйича эса 28% дан ошмаган.

Диссертациянинг **“Қаттиқ ва деформацияланувчан жисмлардан ташкил топган диссипатив механик системанинг резонанс тебранишларини бошқариш”** деб номланган бешинчи бобида қаттиқ ва деформацияланувчан элементлардан ташкил топган механик системани фаол бошқариш масаласи кўриб чиқилган. Агар механик система ўзаро идеал контактда бўлган деформацияланувчан элементлардан ташкил топган жисмлардан иборат бўлса, у ҳолда системанинг ҳаракат дифференциал тенгламалари сифатида қуйидаги тенгламалар олинади:

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

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 – умумий ҳолда

($m \times n$) ўлчовли тўртбурчакли матрица; $F_1(v)$ – бошқарув матричаси; $F_2(t)$ – ташқи таъсирлар вектори.

(14) тенгламаларни ва система таркибига кирган жисмлар материалининг қовушқоқ–эластиклик хоссасини ҳисобга олиб, эркинлик даражаси чекли бўлган системалар учун, баъзи қийин бўлмаган алмаштиришлардан кейин, қуйидаги тенгламалар системасини оламиз (электромеханик кучлар ёрдамида):

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

бу ерда $[M]$ – мусбат аниқланган массалар квадрат матричаси; $[B]$ – оний каттиклик квадрат матричаси; $[R(t-\tau)]$ – реологик параметрлар квадрат матричаси; $\{Q(t)\}$ – ташқи юкланишлар устун матричаси; L – индуктивлик квадрат матричаси; $[R]$ – боқариш ўрамаси фаол қаршилик квадрат матричаси; $[U]$ – якорь ўрамасидаги кучланишлар устун матричаси; $\{X\}$ – аниқланиши керак бўлган кўчишлар амплитудаси вектори.

Бошқаришнинг мақсадини амалга ошириш учун сервобоғланиш реакция кучлари структурасини кидириш усулидан фойдаланамиз. Ўзаро деформацияланувчан элементлар воситасида боғланган N та массадан ташкил топган механик система қаралади. Фақат чизиқли дифференциал тенгламалар ёрдамида тасвирланадиган тебранишларни қараш билан чегараланилган. Системанинг тебранишларини нолинчи бошланғич ҳолатларга нисбатан сўндириш талаб этилгани учун системага қуйидаги кўринишдаги сервобоғланишлар кўйилган деб фараз қилинади:

$$q_1 = 0, q_2 = 0, \dots, q_n = 0, \quad (15)$$

бу ерда q_1, q_2, \dots, q_n – умумлашган координаталар. Система (15) ҳолатга нисбатан тебранма ҳаракат қилгани учун қуйидаги муносабатлар 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 (15) сервобоғланишлардан бўшашини характерловчи боғлиқмас параметрлар.

Сервобоғланиш реакция кучлари иш бажармайдиган кўчишлар қуйидаги кўринишга эга:

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

У ҳолда системанинг ҳаракат тенгламалари қуйидаги кўринишда ёзилиши мумкин:

$$\gamma = \frac{\bar{R}_\phi(p)}{\bar{R}_{\phi_0}(p)} > 1 .$$

Бу бобда олинган асосий натижалар қуйидаги теоремада умумлаштирилди:

Теорема. Агар тебранувчи диссипатив механик система деформацияланувчан ва масса-инерциявий элементлардан ташкил топган бўлса, бу виброҳимоя системалари структуравий назарияси доирасида интегралловчи функциянинг трансфер функция (передаточная функция)си ажратилган виброҳимоя объектига нисбатан ечилган структура схемаси билан ифодаланган бўлса, ва у математик физиканинг хусусий ҳосилали дифференциал тенгламалари орқали ифодаланса, у ҳолда геометрик сервобоғланишларга асосланган манфий тескари боғланиш фақат виброҳимоя объекти турғун ҳолатда бўлган вақтдагина мавжуд бўлади.

Шундай қилиб, тескари боғланиш принципи тебранишлар назариясининг янги йўналиши, яъни машина ҳамда ускуналарни вибрациядан ҳимоя қилиш билан боғлиқ бўлган бошқариладиган ҳаракат динамикасининг методологик базасидир.

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 деформацияланувчан жисмлардан ташкил топган диссипатив бир жинсли ва бир жинслимас механик системалар тебранишлари динамикаси назарияси такомиллаштирилган. Такومиллаштирилган назария механик системанинг диссипативлигини ҳисобга олган ҳолда, унинг энергия интенсивлиги энг юқори бўлган соҳаларини, элементлари нуқталарининг амплитуда-частота характеристикаларини ва кучланганлик-деформацияланганлик ҳолатларини аниқлаш имконини беради.

2. Қаттиқ ва деформацияланувчан жисмлардан ташкил топган диссипатив механик системалар хусусий ва мажбурий тебранишлари масалаларини ечишнинг Мюллер, Гаусс, Лапласнинг интеграл алмаштирмаси ва Рунге–Кутта усулларига асосланган усул ва алгоритм ишлаб чиқилган. Ишлаб чиқилган усул ва алгоритм диссипатив механик системаларнинг хусусий тебранишларини сўндириш ва резонанс амплитудаларини пасайтириш (бир неча мартага) имконини беради.

3. Йиғилган массали, нуқтавий таянчли пластина (ёки қобик) лардан ташкил топган диссипатив (бир жинсли ва бир жинслимас) механик системанинг хусусий ва мажбурий тебранишлари масалаларининг математик қўйилиши, ечиш усуллари, алгоритмлари ва дастурлари ишлаб чиқилган. Ишлаб чиқилган ечиш усуллари, алгоритмлар ва дастурлар механик системанинг диссипативлик хусусиятларини унинг турли физик-механик параметрларга, геометрик ўлчамларга ва чегаравий шартларга нисбатан ўзгаришини аниқлаш имконини беради.

4. “Глобал резонанс амплитуда” (ГРА) тушунчаси киритилган. ГРА системанинг резонанс амплитудаларини аниқлаш ва уларни пасайтириш (бир неча мартага) имконини беради.

5. Диссипатив бир жинслимас системалар учун (мажбурий тебранишларда) системанинг диссипативлик хоссаларини деформацияланувчан элементлар (амортизаторлар) қаттиқлигининг оний қийматиға боғлиқ ҳолда умумий баҳолаш усули ишлаб чиқилган. Ишлаб чиқилган усул кўчишлар ва кучланишлар резонанс амплитудасини пасайтириш (бир неча мартага) имконини беради.

6. Системанинг хусусий тебранишларини сўндириш учун “глобал демпферлаш коэффициенти” (ГДК) тушунчаси киритилган. ГДК системанинг хусусий тебранишлари тўла сўнишини аниқлаб берувчи частотани аниқлаш имконини беради.

7. Қатламли пластина (ёки қобик)лардан иборат бўлган диссипатив механик системалар учун илмий асосланган ечиш усули ва алгоритм ишлаб чиқилди. Ишлаб чиқилган усул ва алгоритм назарий ва экспериментал натижаларнинг яхши устма-уст тушишини кўрсатди ва амортизацияланувчи конструкцияларнинг параметрларини башорат қилиш имконини беради.

8. Диссипатив бир жинслимас уч қатламли конструкцияларнинг хусусий ва мажбурий тебранишлари масалаларини ечишда хусусий частоталар ва демпферлаш кўрсаткичлари учун механик эффектлар аниқланган. Аниқланган механик эффектлар виброҳимоя системаларини ирсий қовушқоқ-эластик системалар деб қараб, уларни ҳисоблаш усулларини ривожлантириш имконини беради.

9. Назарий ва экспериментал АЧХ таҳлили ҳисоблаш ва экспериментнинг қониқарли яқинлашувчанлигини кўрсатган. Бу яқинлашиш частота бўйича хатолик 15 % дан, амплитуда бўйича эса 28 % дан ошмаслигини таъминлайди.

10. Биринчи марта қаттиқ ва деформацияланувчан жисмлардан ташкил топган чизикли диссипатив механик системалар тебранишларини бошқаришда ва объектларни фаол виброҳимоялашда геометрик сервобоғланишлардан фойдаланиш назарияси ишлаб чиқилган. Ишлаб чиқилган назария паст частоталарда тебранишларни бошқариш ва механик системани фаол виброҳимоялаш имконини беради.

11. А.Г.Азизов томонидан ишлаб чиқилган сервобоғланиш реакция кучларининг структурасини аниқлаш алгоритми фаол виброҳимоя системалари учун такомиллаштирилди. Такومиллаштирилган алгоритм эластик ва қовушқоқ-эластик механик системаларни фаол виброҳимоялаш имконини беради.

12. Фаол виброҳимоялашнинг мақсадини электромеханик кучлар ёрдамида амалга ошириш усули ишлаб чиқилди. Ишлаб чиқилган усул паст частоталарда бошқарувчи куч (момент)ларнинг система параметрларига нисбатан ўзгариш қонунини аниқлаш имконини беради.

**НАУЧНЫЙ СОВЕТ DSc.28.02.2018.T/FM.61.01 ПО ПРИСУЖДЕНИЮ
УЧЕНЫХ СТЕПЕНЕЙ 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

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

Ташкент-2018

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.instmech.uz) и Информационно-образовательном портале «ZiyoNet» (www.ziyo.net)

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

Официальные оппоненты: **Абдикаримов Рустамхон Алимханович**
доктор физико-математических наук

Индиаминов Равшан Шукурович
доктор физико-математических наук

Дусматов Олимжон Мусурмонович
доктор физико-математических наук, профессор

Ведущая организация: **Наманганский инженерно-строительный институт**

Защита диссертации состоится «_____» _____ 2018 года в ____⁰⁰ часов на заседании 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, зал заседаний-4. Тел.: (99871) 237-46-68; факс: (99871) 237-38-79.

Автореферат диссертации разослан «_____» _____ 2018 года
(реестр Протокола рассылки №18 от «_____» _____ 2018 года).

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

Б.А. Худаяров
Ученый секретарь Научного совета
по присуждению ученых степеней, д.т.н.

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

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 на основе использования эффектов взаимодействия механизмов с различными физическими свойствами. В этой связи в Соединенных Штатах Америки, Германии, России, Израиле, Южной Корее, Китае и других высоко индустриальных странах для обеспечения прочности и надежности машин и оборудования уделяется особое внимание изготовлению их из качественных материалов, разработке мер по увеличению продолжительности их срока службы, внедрению ресурсосберегающих, технически и технологически модернизированных технических средств.

В мире при защите машин и оборудования от колебаний и вибраций создаются научные основы эффективной оценки амплитудно-частотных характеристик и напряженно-деформированного состояния с учетом диссипативных свойств их элементов. В этом направлении, в частности, с целью обеспечения прочности и устойчивости элементов машин и оборудования, развития теории колебаний диссипативных механических систем, состоящих из твердых тел, осуществления целевых научных исследований в направлениях как разработка эффективных методов оценки, а также расчетных алгоритмов и программ амплитудно-частотных характеристик и напряженно-деформированного состояния элементов машин и оборудования, вместе с этим, разработка методов оценки динамических характеристик и состояний машин и оборудования считается одной из важнейших задач.

В нашей республике особое внимание уделяется производству автомобилей и сельскохозяйственных машин, проектированию и созданию современных ресурсосберегающих, конкурентоспособных техники и технологий. В Стратегии Действий по дальнейшему развитию Республики Узбекистан на 2017-2021 годы определены задачи, предусматривающие «...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»¹.

При осуществлении эти задач с учетом диссипативных свойств конструкций, входящих в состав машин и оборудования, развитие теории колебаний диссипативных механических систем, состоящих из твердых тел, развитие динамики колебаний конструкций, входящих в состав машин и

¹ Указ Президента Республики Узбекистан от 7 февраля 2017 г. № УП-4947 “О стратегии действий по дальнейшему развитию Республики Узбекистан”// Сборник законодательных документов Республики Узбекистан. -2017.-№6.

оборудований, разработка методов, алгоритмов и программ защиты от вибраций, возникающих в результате воздействия различных внешних нагрузок является одной из наиболее важных 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 2017 года «О мерах по коренному повышению эффективности системы предупреждения и ликвидации чрезвычайных ситуаций», Постановлениями Президента Республики Узбекистан №ПП-3190 от 9 августа 2017 года «О мерах по совершенствованию проведения научных исследований в области сейсмологии, сейсмостойкого строительства и сейсмической безопасности населения и территории Республики Узбекистан» и №ПП- 3309 от 14 октября 2017 года «О совершенствовании системы строительства и эксплуатации автомобильных дорог, мостов и других искусственных сооружений», а также другими нормативно-правовыми документами, относящимися к этой 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, направленные на развитие теории и расчета динамических процессов в диссипативных механических системах, состоящих из твердых тел, проводятся в ведущих научных центрах и высших учебных заведениях мира, в частности, в таких, как 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, Уральский государственный университет лесной техники, 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 Академии наук РФ (Россия); Институт механики НАН Армении

² В обзоре международных научных исследований по теме диссертации использовались: <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/scho-ol-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/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.univer-rating.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/> и другие источники.

(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 Рио-де-Жанейро (Бразилия); Институт механики и сейсмостойкости сооружений Академии наук Республики Узбекистан, Ташкентский государственный технический университет (Узбекистан).

В мире по развитию теории и разработке методов расчета колебаний диссипативных механических систем, состоящих из твердых тел, ведется ряд научных исследований, в результате которых получены следующие научные результаты: на основе использования элементов активного демпфирования разработаны методы оценки амплитуды перемещений (Новосибирский государственный университет, Россия; University Washington, США; University Paris, Франция); разработаны методы решения задач собственных и вынужденных колебаний механических систем (Московский институт электронного машиностроения, Пермский государственный университет, Россия; Технический университет имени Р.Ганди, Канпурский технологический университет, Индия); разработаны методы расчета трехслойных пластин с учетом их вязкоупругих (или диссипативных) свойств (Беларусский государственный транспортный университет, Беларусь; Казахско-турецкий Международный университет имени А.Ясави, Казахстан); с учетом реологических свойств элементов машин и оборудования разработаны методы их активной защиты от колебаний и вибраций при низких частотах (Hawaii university, США; Новосибирский государственный университет, Иркутский технический университет, Россия; University Osaka, Япония); разработаны методы решения задач собственных и вынужденных колебаний пакета пластин (или оболочек) (Институт механики и сейсмостойкости сооружений АН РУз, Ташкентский институт ирригации и механизации сельского хозяйства, Самаркандский государственный университет, Бухарский инженерно-технологический институт, Узбекистан).

В мире ведутся научные исследования по определению влияния на амплитудно-частотные характеристики и напряженно-деформированные состояния системы, которая состоит из разнородных элементов по реологическим свойствам и геометрическим размерам, разработке эффективных методов оценки влияния присоединенных масс и точечных опор. В частности, исследования проводятся по следующим установившимся направлениям: развитие за счет применения теории колебаний деформируемых систем диссипативных механических систем, состоящих из твердых тел, соединенных между собой и основанием деформируемыми элементами; разработка методов расчета и программ собственных и вынужденных колебаний пластин (оболочек), имеющих точечные опоры и сосредоточенные массы, на которые действуют гармонические или ударные (нестационарные) нагрузки; разработка эффективных методов решения проблем оценки влияния реологических свойств материалов элементов

механических систем, их геометрических размеров и граничных условий; разработка моделей для активной защиты механических систем, состоящих из твердых тел, от различных колебаний, выражающих активные виброзащитные системы; развитие методов определения геометрических и физико-механических параметров, выражающих устойчивость системы.

Степень изученности проблемы. В мировой практике были проведены исследования по оценке напряженно-деформированного состояния элементов машин и оборудования. Инструкции и рекомендации, разработанные на их основе, были предложены конструкторским бюро для создания новых машин и оборудования. Методологическая основа исследований, проектирования и расчета современных машин и оборудования была рассмотрена в работах ряда ученых, в частности в трудах И.И.Артоболевского, К.В.Фролова³, Р.Ф.Ганиева, М.Д.Генкина, В.Л.Вейца, I.I.Wulfson, Я.Г.Пановко, К.С.Колесникова, Н.И.Левицкого, J.S.Snowdon, J.P.Den-Gartog, М.А.Колтунова, В.П.Майбороды, А.С.Кравчука, И.Е.Трояновского, А.П.Филиппова, С.П.Тимошенко и других. В этих исследованиях машины и оборудование изучались только на основе системного анализа и теории управления.

В работах таких ученых, как В.Г.Ивченко, К. И. Билибин, А. И. Власов, Л. В. Журавлева, А.В.Лысенко, И.П. Норенков, Н.К. Юрков рассмотрено различное применение теоретических разработок, включая динамику робототехники, динамику различных механизмов и машин, технологические расчеты рабочих процессов и обеспечение прочности технических объектов, на которые действуют различные внешние нагрузки.

Разработкой методов защиты машин и оборудования от воздействий различных колебаний и развитием методов их расчета занимались Л.Н. Елисеев, Л.Н. Волков, В.П. Куксаренко, Ш.П.Алимухамедов, Н.В.Адилов, М.М.Мирсаидов, Ш.О.Худойназаров, О.М.Дусматов и др.

Вместе с тем, до настоящего времени в не достаточной мере развиты теоретические основы проблемы активных и пассивных систем виброзащиты как диссипативных механических систем, а также методы их решения. Теоретически проблема еще не поставлена в математическом аспекте, не достаточно развиты методы решения и алгоритмы, для диссипативных механических систем недостаточно изучены проблемы выбора ядра и его реологических параметров, их влияния на частоту и коэффициент демпфирования.

Связь диссертационного исследования с планами научно-исследовательских работ высшего образовательного учреждения, где выполнена диссертация. Диссертационное исследование выполнено 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, с протекающей жидкостью при воздействии внешних нагрузок” (2012-2016).

Цель исследования – развитие теории и разработка научной основы аналитического и численного исследования динамики тонкостенных пластин и оболочек с присоединенными массами и точечными опорами при воздействии гармонических (или нестационарных) нагрузок.

Задачи исследования:

разработать математическую постановку, методы решения и алгоритм для исследования задач динамики диссипативных механических систем, состоящих из тонкостенных пластин (или оболочек) с присоединенными массами и точечными опорами при воздействии гармонических (или нестационарных) нагрузок;

в сравнительном аспекте оценить изменение нескольких мод комплексных собственных частот (действительной и мнимой части) в зависимости от геометрических и физико–механических параметров элементов механических систем, а также обосновать достоверность результатов для вязкоупругих тонкостенных пластин и оболочек с присоединенными массами и точечными опорами;

развить методы исследования собственных и вынужденных колебаний механической системы с конечным числом и счетным множеством степеней свободы как диссипативно - неоднородную (или однородную) систему;

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

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, состоящие из тонкостенных пластин (или оболочек) с прикрепленными массами и точечными опорами, законы изменения их параметров, теория диссипативно-однородных или неоднородных механических систем, состоящих из твердых тел, методики их расчета, алгоритмы и программы.

Методы исследования. В процессе исследований применены методы динамической 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 колебаний диссипативно-однородных или неоднородных механических систем, состоящих из твердых тел при сосредоточенных массах и точечных опорах с учетом граничных условий;

с учетом устойчивости системы на основе алгоритма отыскания структуры сил реакций сервосвязей разработан метод активного управления интенсивностью диссипации энергии механической системы;

с учетом диссипативной однородности или неоднородности механической системы разработан метод определения параметров, обеспечивающих наибольшую поглощающую способность механической системы, состоящей из жестких и деформируемых тел;

с учетом выбора параметров, выражающих диссипативные свойства и геометрических размеров механической системы разработаны методы снижения резонансных колебаний;

с учетом диссипативной неоднородности механической системы выявлен эффект неизменяемости второй глобальной формы в определенном диапазоне изменения жесткости деформируемых элементов для определенных геометрических и физико-механических параметров системы.

Практические результаты исследования заключаются в следующем:

разработаны методы решения прикладных задач динамики колебаний диссипативно-однородных или неоднородных механических систем, состоящих из тонкостенных пластин (оболочек) с присоединенными массами и точечными опорами;

с учетом сосредоточенных масс и точечных связей, приложенных к механической системе, на основе метода фундаментальных базисных функций разработаны методики полного гашения собственных колебаний диссипативно-однородных и неоднородных механических систем, состоящих из твердых тел;

разработаны методики определения зон интенсивности поглощения энергии диссипативно-однородных и неоднородных механических систем, состоящих из пакета тонкостенных пластин (оболочек);

с учетом сосредоточенных масс и точечных связей, приложенных к механической системе, на основе метода фундаментальных базисных функций разработаны методики снижения (на несколько раз) резонансных амплитуд колебаний диссипативно-однородных и неоднородных механических систем, состоящих из твердых тел;

разработаны методики, алгоритмы и программы решения прикладных задач динамики колебаний диссипативно-однородных и неоднородных механических систем, состоящих из пакета тонкостенных пластин (оболочек) с сосредоточенными массами и точечными связями, на которые действуют гармонические нагрузки.

Достоверность результатов исследования обосновывается корректностью постановки задач с применением методов теории упругости, теории вязкоупругости, курса математического анализа, математической физики и строгостью математических выкладок, а также сравнительным анализом результатов, полученных по теории колебаний диссипативных механических

систем, состоящих из твердых тел, с известными результатами точного расчета.

Научная и практическая значимость результатов исследования:

Научная значимость проведенных исследований заключается в развитии теории и разработке методики расчета колебаний диссипативных механических систем, состоящих из твердых тел. Разработанные методики, алгоритмы и программы решения задач собственных и вынужденных колебаний диссипативных механических систем, состоящих из твердых тел вносят большой вклад в развитие динамической теории диссипативных (диссипативно-однородных и неоднородных) механических систем, состоящих из тонкостенных пластин и оболочек с присоединенными массами и точечными связями.

Практическая значимость результатов исследования заключается в том, что разработанные модели машин и оборудования, алгоритмы и программы решают проблемы собственных и вынужденных колебаний диссипативных механических систем, состоящих из твердых тел, на которые оказывают влияние гармонические и нестационарные динамические воздействия, с учетом диссипативных свойств системы и ее геометрических и физико-механических параметров, и служат определением и оценкой оптимальных параметров их элементов в процессе проектирования современных машин и оборудования.

Внедрение результатов исследования. На основе полученных результатов развития теории и разработки методов расчета колебаний диссипативных механических систем, состоящих из твердых тел, были внедрены:

метод обеспечения механической системы из элементов, по физико-механическим свойствам состоящих из материалов с разнородными свойствами (диссипативно-неоднородная механическая система), был внедрен при расчете для снижения резонансных амплитуд в процессе установки компрессора 294Г12-370/25-56М1 газоперекачивающих агрегатов КС «Ахангаран» (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 диссипативно-неоднородных механических систем был внедрен при исследовании компрессора 294Г12-370/25-56М1, номинальный размах виброперемещений ротора которого, в рабочем диапазоне частот вращения, $66,25 - 2,75 \text{ с}^{-1}$ не более 60 мкм, с целью 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 на 1,6 раза;

методика решения задач динамики диссипативно-неоднородных механических систем, состоящих из твердых тел, была использована в научном Гранте Московского государственного университета пищевых производств “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 диссипативно-неоднородных механических систем, а также разработанная методика решения задач собственных и вынужденных колебаний применены при выполнении проекта 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 результатов 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 данного исследования доложены на 21 республиканской конференции, и 12 международных научно-технических и научно-практических конференциях.

Опубликованность результатов исследования. По теме диссертации всего опубликованы 57 научные работы. Из них 4 монографии, 12 научная статья, из них 3 в республиканских и 9 зарубежных журналах, рекомендованных Высшей аттестационной комиссией Республики Узбекистан для публикации основных научных результатов диссертации доктора наук (DSc).

Структура и объем диссертации. Диссертации состоит из введения, пять глав, заключения, списка использованной литературы и приложений. Объем диссертации составляет 250 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 диссертации – “**О колебаниях диссипативных механических систем, состоящих из твердых и деформируемых тел**” – в краткой форме рассмотрены основные соотношения и законы деформирования, разработаны математическая постановка, методика решения и алгоритм для исследования задач колебаний диссипативных механических систем, состоящих из систем твердых и деформируемых тел с учетом реологических свойств материалов.

Анализируется механическая система, состоящая из N - жестких и K - деформируемых элементов, соединенных друг с другом и с основанием (или

окружающей средой) S–вязкоупругими элементами. Деформируемые элементы системы выполнены из вязкоупругих материалов. Физические свойства вязкоупругих материалов описываются линейными наследственными соотношениями Больцмана – Вольтерра с интегральными разностями ядер наследственности. В частном случае, когда внешние воздействия отсутствуют, рассматриваются собственные затухающие колебания системы, а при наличии внешних воздействий – вынужденные.

Основной проблемой является исследование диссипативных (демпфирующих) свойств системы в целом, а также ее напряженно-деформированного состояния. При свободных колебаниях диссипация сводится к затуханию собственных колебаний. Скорость затухания количественно оценивает диссипативные свойства системы: чем выше скорость затухания, тем выше диссипация.

Связь между напряжениями и деформациями для деформируемых элементов имеет следующий вид:

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

где

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

$$\Gamma_{\lambda,m}^c(\omega) = \int_0^\infty R_{\lambda,m}(\tau) \cdot \cos \omega \tau d\tau; \quad \Gamma_{\lambda,\mu}^s(\omega) = \int_0^\infty R_{\lambda,\mu}(\tau) \sin \omega \tau d\tau; \quad R_n(t) = A_n e^{-\beta_n t} / t^{1-\alpha_n}.$$

В качестве уравнения состояния также использовалось ядро Работнова:

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

Здесь E, ν – мгновенные значения модуля Юнга и коэффициента Пуассона; m_n, β_n — параметры материала. В качестве ядра интегрального оператора использована дробно-экспоненциальная функция Работнова

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

где $\Gamma(j) = \int_0^\infty y^{j-1} \exp(-y) dy$ – гамма-функция.

При постановке задачи о собственных и вынужденных колебаниях системы используется принцип возможных перемещений, согласно которому сумма виртуальных работ всех действующих на систему активных сил, включая силы инерции, на виртуальных перемещениях системы равна нулю:

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

где

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

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

$$\delta A_F = - \sum_{n=1}^{S_2} \int_{V_n} \rho_n \bar{f} \delta \bar{u} dV + \sum_{n=1}^{S_1} \int \bar{f} \delta \bar{u} dV + \sum_{n=1}^N F \delta \bar{u}_n + \sum_{k=1}^N M_k \delta \varphi_k .$$

Здесь $\delta \varepsilon_{ij}, \delta \nabla e$ – вариации деформаций распределенных и линейных сосредоточенных элементов; ρ_n – плотность материала n -го сосредоточенного элемента; m_k – масса k -го жесткого тела; $u, u_k, \delta u_1, \delta u_k$ – векторы смещений точек распределенных элементов и центров масс жестких тел и их вариаций; f, ρ – плотности массовых и поверхностных сил, приложенных к распределенным элементам; V_n, E_n – объем и поверхность n -го распределенного элемента; I_n – тензор центральных моментов инерции n -го твердого тела; F_n, M_k – главный вектор и главный момент сил, приложенных к k -му твердому телу.

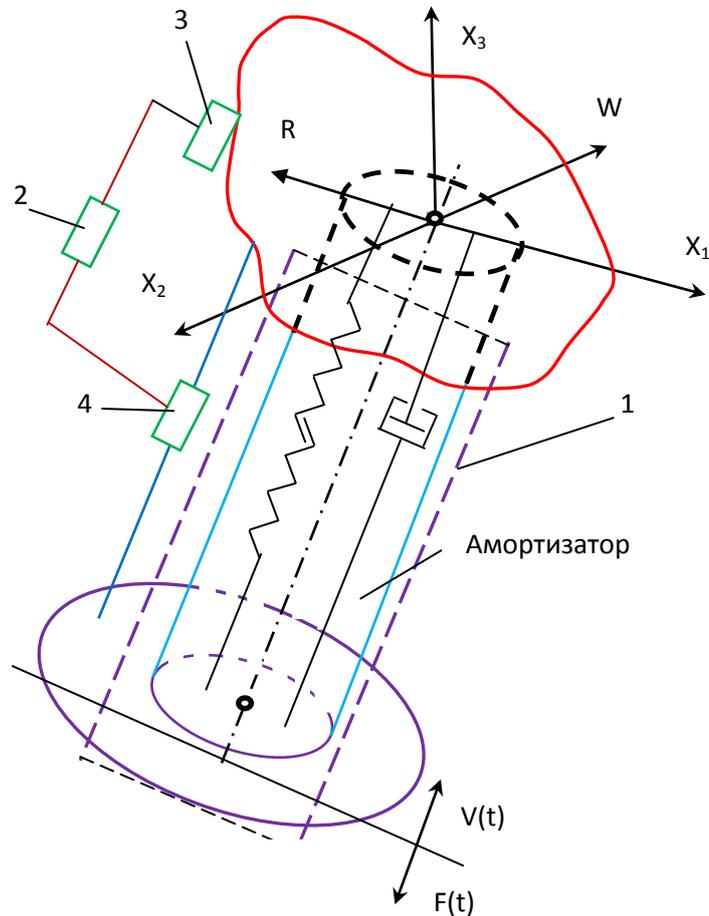


Рис.1. Расчетная схема.

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

Если механическая система состоит из N масс, соединенных между собой деформируемыми элементами (рис.1), тогда уравнения Лагранжа примут вид:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} = \frac{\partial \Pi}{\partial q_j} + Q_j(t), \quad (j=1,2,3,\dots) \quad (2)$$

где T и Π – кинетическая и потенциальная энергии соответственно; q_i – обобщенная координата, Q_i – обобщенная сила, соответствующая обобщенной координате q_i .

Пусть на механическую систему действует гармоническая нагрузка вида:

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

где F_0 – амплитуда внешних воздействий; λ – частота внешних воздействий.

Для системы с конечным числом степеней свободы вариационная задача (1) сводится к системе линейных уравнений Лагранжа II рода (2) с комплексными жесткостями \tilde{C}_{jk} :

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

где a_{jk} – компоненты действительной симметричной матрицы обобщенных масс.

При рассмотрении собственных колебаний правая часть уравнения (3) тождественно равна нулю. Решение ищется в виде

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

где $\omega = \omega_R + i\omega_I$ – комплексная собственная частота. Задача сводится к комплексной алгебраической задаче собственных значений вида:

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

Решение задачи о вынужденных колебаниях системы (3) ищется в виде:

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

где A_j – искомые комплексные амплитуды. Задача установившихся вынужденных колебаний сводится к неоднородной алгебраической системе:

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

Второй подход реализован для деформируемых массивных элементов (стрешней), имеющих одно пространственное измерение. В этом случае вариационная задача (3) сводится к системе дифференциальных уравнений в частных производных:

$$\sum_{k=1}^{S_2} L_{jk} W_k \pm \rho_j \frac{\partial^2 W_j}{\partial t^2} = \pm \rho f_j e^{i\lambda t}, \quad (4)$$

где W_j – компоненты вектора смещения точек j -го массивного деформируемого элемента; ρ_j – его погонная плотность, зависящая от координат; f_j – компоненты комплексных амплитуд массовых сил, включая переносные силы инерции, при заданной вибрации жесткого основания; L_{jk} – линейные комбинации операторов дифференцирования по пространственной координате.

Система уравнений (4) решается полуаналитическим методом, т.е. разработанной методикой, основанной на методах Мюллера, Гаусса, интегрального преобразования Лапласа и Рунге Кутты.

Во второй главе диссертации – “**Собственные колебания диссипативных механических систем, состоящих из пластин (или оболочек вращения) с сосредоточенными массами и опор**” – рассматриваются собственные колебания вязкоупругих пластинчатых (или оболочечных) механических систем, имеющих внутренние опоры и сосредоточенные массы. Пусть элементы механических систем (например, k -я пластина) совершают колебания по гармоническому закону, т.е.

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

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

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

и заземления в направлениях α_s относительно оси Ox :

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

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

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

Требуется найти спектр комплексных собственных частот ω_1, ω_2 и форм W_0^1, W_0^2 , которые нетривиальным образом удовлетворяли бы уравнению (7) и краевым условиям (5), (6) на контуре пластины.

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

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

где γ_k – искомые коэффициенты.

Подставляя (8) в (7), получим следующую систему $K+S+S_\alpha$ однородных линейных 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 систему (9) можно представить следующим образом:

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

Для того, чтобы эта система имела нетривиальное решение, необходимо, чтобы ее определитель равнялся нулю:

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

В качестве примера рассмотрены собственные колебания прямоугольного пакета пластин, состоящего из двух и трёх пластин. Пластины оперты по краям и в точках внутри области. Собственные колебания вязкоупругих пластинчатых тел изучены при следующих параметрах механической системы:

$$\begin{aligned} E_{01} = E_{02} = 1; \rho_1 = \rho_2 = 1; \nu_1 = \nu_2 = 0.25; M_1 = M_2 = M_3 = 0.03, a = b = 1. \\ A = 0.078, \quad \alpha = 0.1 \quad , \quad \beta = 0,005 \end{aligned}$$

Проанализированы два варианта механической системы. В первом варианте все элементы вязкоупругие (однородная система). Зависимость как частот колебаний ω_{Rj} , так и коэффициентов демпфирования ω_{Ij} ($j = 1, 2$) от параметра C_2 оказалась монотонной. Во втором варианте первые элементы-упругие, остальные - вязкоупругие (диссипативно-неоднородная система). Результаты расчетов приведены на рис.2. Как установлено, мнимые части комплексных частот изменяются радикальным образом. Особый интерес для практики представляет минимальное при фиксированной C_2 значение коэффициента демпфирования:

$$\delta = \min_k (-\omega_{Ik}) , \quad k = 1, \dots, N .$$

Для описания диссипативных свойств системы в целом введено понятие “глобальный коэффициент демпфирования” (δ), введенный в работах И.Е.Трояновского и И.И.Сафарова. Изменение параметра, от которого столь существенно зависит глобальный коэффициент демпфирования (δ), может быть достигнуто путем варьирования геометрических размеров или физических свойств, тем самым открывается перспективная возможность эффективного управления демпфирующими характеристиками диссипативно – неоднородных механических систем.

В третьей главе диссертации – “Установившиеся и неуставившиеся колебания диссипативных механических систем” – рассматриваются установившиеся и неуставившиеся колебания диссипативных механических систем. Предполагается, что возмущающие силы,

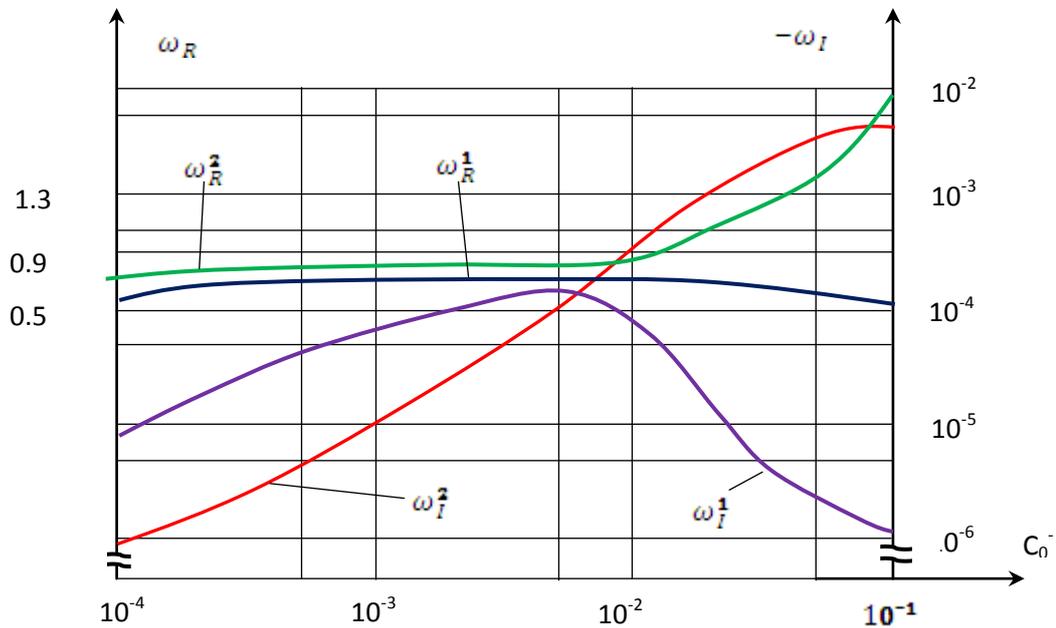


Рис. 2. Изменение реальной и мнимой части комплексной собственной частоты в зависимости от жесткости деформируемого элемента (диссипативно-неоднородная механическая система)

приложенные к n -му телу, имеют одинаковые частоты, но разные амплитуды. Тогда закон их изменения можно записать в виде

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

Для описания релаксационных процессов, протекающих в вязкоупругих элементах или точечных связях системы, примем линейную теорию 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 $R^n(t-\tau)$ – ядро релаксации n -го вязкоупругого элемента или точечной связи; E_n - мгновенный модуль упругости.

Применим принцип виртуальных перемещений (1), учитывая виртуальную работу поверхностных сил δA_p :

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

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 n -го элемента системы будем искать в виде

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

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: в зависимости от частоты вынуждающей силы требуется найти модуль вектора перемещений $U_{nj}^0(\bar{x})$ (амплитуду вынужденных колебаний), удовлетворяющим уравнению (10) и заданным однородным краевым условиям. Начальные условия здесь не ставятся.

Решение вариационного уравнения (10) ищем в виде суперпозиции ортогональных базисных функций. Предполагается, что для элементов, свободных от сосредоточенных масс, и всех точечных связей (опор, стоек) они известны. Тогда в качестве искомого поля перемещений, удовлетворяющего уравнению (10) и заданным однородным граничным условиям, примем конечную сумму этих фундаментальных функций

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

После подстановки суммы (11) в соотношение (10) коэффициенты γ_{nj}^k и множители Лагранжа $\lambda_{nj}^s, k_{nj}^s, \mu_{nj}^s$ будут являться обобщенными координатами полученной системы. Размерность системы такая же, как и в случае свободных колебаний. В матричном виде ее можно представить в виде

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

В качестве примера рассмотрена система, представляющая собой пакет из двух квадратных упругих пластин, соединенных в центре одним невесомым вязкоупругим амортизатором. На обеих пластинах имеется по одной присоединенной массе. В качестве гармонически возбуждающей нагрузки рассматривается равномерно распределенная по площади обеих пластин вынуждающая сила P . Вектор амплитуд этой силы равен единичному вектору. Пластины шарнирно оперты по контуру, одинаковы по механическим и геометрическим параметрам:

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

Параметры ядра релаксации таковы: $A = 0.078$, $\alpha = 0.1$, $\beta = 0,005$.

Для исследования полного гашения резонансной амплитуды механической системы введено понятие “глобальная резонансная амплитуд” (ГРА):

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

В зависимости от положения груза M_2 находились амплитуды вынужденных колебаний системы, состоящих из пластин. Амплитуды были построены для центральных точек обеих пластин $y_{M_1} = 0.1 \text{ м}$ ($x = y = 0.1 \text{ м}$) (рис.3).

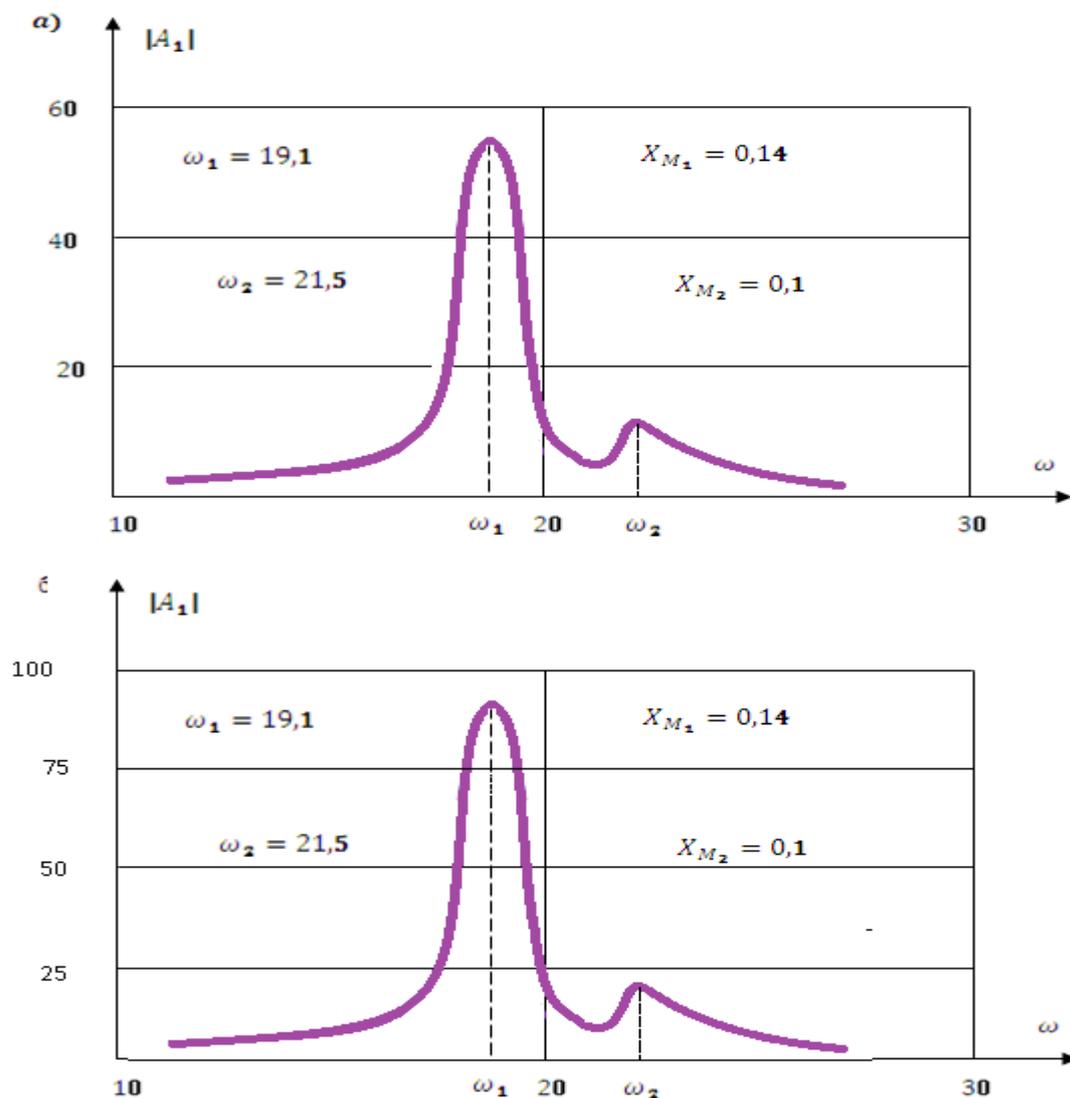


Рис.3. Изменение амплитуды вынужденных колебаний от частоты
а-для нижней пластины; б- для верхней пластины

Анализ рис.3 показывает, что при совпадении вынуждающей частоты с собственными частотами ω_1, ω_2 наблюдается скачок амплитуд как у нижней, так и у верхней пластин. Для диссипативно-однородных механических систем роль глобальной резонансной амплитуды ($\delta_{\sigma_{33k}}$) играет резонансная амплитуда, соответствующая первой частоте. Для диссипативно-неоднородных механических систем роль глобальной резонансной амплитуды ($\delta_{\sigma_{33k}}$) играет резонансная амплитуда, соответствующая первой и второй частотам. “Смена ролей”(СР) происходит в точке, где действительные части частот максимально сближаются (глобальный коэффициент

демпфирования также в этой точке достигает своего максимума или минимума) (Рис.4).

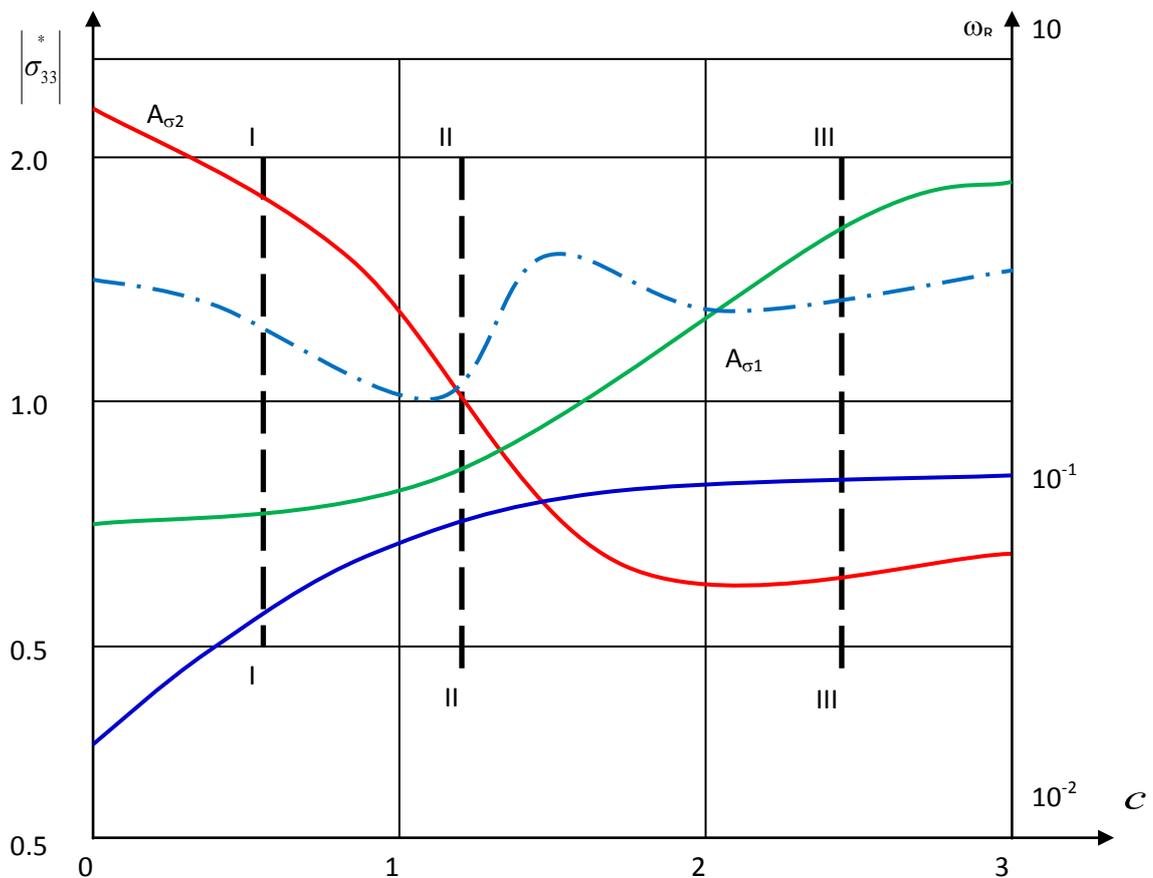


Рис.4. Изменение резонансной амплитуды относительно жесткости (диссипативно-неоднородная система).

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 точке, где происходит “СР”, ГРА ($\delta_{\sigma_{33k}}$) достигает своего минимума. В точке, где происходит СР, интенсивность энергии будет самой высокой (интенсивной) по сравнению с другими точками. В целях исследования воздействия на амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) глобальной резонансной амплитуды $\delta_{\sigma_{33k}}$ для диссипативно-однородных и неоднородных механических систем было отобрано по три сечения (точка, где происходит смена ролей “СР” и сечения слева и справа от неё) и в них исследованы АЧХ.

Во второй части третьей главы решается задача нестационарных вынужденных колебаний пластин и оболочек с присоединенными массами и точечными опорами. В таб.1 приведены максимальные значения прогибов при различных частотах внешних нагрузок. Результаты показывают, что при частотах $\omega_{R1} = 451,2 Гц$; $\omega_{R2} = 521,3 Гц$; $\omega_{R3} = 632,9 Гц$; $\omega_{R4} = 702,1 Гц$ в первых четырех формах колебаний максимальные прогибы наблюдаются соответственно в точках ($x=L/8$, $x=L/6$, $x=L/4$, $x=L/2$, $y=L/2$).

Параметр глобального коэффициента демпфирования исследован для дробно-экспоненциального ядра Работнова при выше приведенных параметрах. Результаты отличаются, по сравнению с ядром Колтунова – Ржаницына, до 10% –15% в области низких частот, и до 20-27% –в области высоких частот.

Таблица 1.

Максимальные прогибы пластины.

Частоты	ω_j (Гц)							
	ω_1	ω_2	ω_3	ω_4	ω_5	ω_6	ω_7	ω_8
$maxW, мм$	0,020	0,032	0,029	0,024	0,0067	0,0026	0,0040	0,0020

В четвёртой главе диссертации – “Демпфирование колебаний диссипативно-неоднородных многослойных пластин и оболочек, взаимодействующих со средой” – рассматриваются вопросы демпфирования колебаний диссипативно-неоднородных трёхслойных (или двухслойных) пластин и оболочек, взаимодействующих со средой. На границах между слоями используются условия непрерывности перемещений, на срезах торцов – жесткая мембрана. За искомые функции принимаются u_α^k, v_α^k – тангенциальные перемещения и прогибы w^k точек срединной поверхности несущих слоев. Уравнения движения механической системы, с учетом граничных условий, получаются на основе принципа возможных перемещений. На границах ставятся следующие условия:

$$u_1^k = u_2^k = w^k = w_{i1}^k = 0, \quad (x = 0, L; \quad k = 1, 2).$$

Напряжения и деформации в слоях трехслойного пластинчатого (или цилиндрического слое) тела связаны с законом Гука. К наружным поверхностям несущих слоев приложена распределенная нагрузка q_1^k и реакция среды:

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

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

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

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

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

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

где $\Psi_{\alpha mn}^k$, Ψ_{3mn}^k , Ψ_{qlmn}^k и ω – комплексные амплитуды и комплексная частота колебаний. Подставляя выражения (13) в систему (12), приходим к комплексной обобщенной задаче на собственные значения

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

Численные результаты получены для свободно опертой круговой трехслойной цилиндрической оболочки (Д16Т-фторопласт) с параметрами $h_1 = h_2 = 0.025; c = 0.02; R = 1$, находящейся в безынерционной среде Винклера. В качестве ядра релаксации вязкоупругого материала примем трехпараметрическое ядро $R(t) = \frac{Ae^{-\beta t}}{t^{1-\alpha}}$. Приняты следующие параметры ядра релаксации: $A = 0,048; \beta = 0,05; \alpha = 0,1$. Корни частотного уравнения находятся методом Мюллера. На каждой итерации метода Мюллера применяется метод Гаусса с выделением главного элемента.

Увеличение толщины заполнителя вызывает рост реальной и мнимой частей комплексных частот оболочечных трехслойных систем. При этом результаты по соответствующим моделям Винклера и Пастернака (как при учете инерции внешней среды, так и без него) практически совпадают между собой. В таб.2 приведены для каждого индекса m четыре частоты ω_{mp} ($p=1.....4, k_0=0, L=1,5R, 9R$). Рассмотрены диссипативно-однородные и неоднородные системы. Получается система однородных алгебраических уравнений с комплексными коэффициентами, частотное уравнение которой решается методом Мюллера и определяются комплексные собственные частоты. С помощью метода Гаусса определены формы колебаний. Такие результаты получены как для ядра релаксации Колтунова–Ржаницына, так и для дробного экспоненциального ядра Работнова. Результаты расчетов в

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

низкочастотных областях отличаются до 15%, а в высокочастотных областях – до 60%. Разработаны научно обоснованная методика и алгоритм для диссипативных механических систем, состоящих из слоистых пластин и оболочек. В качестве примера рассмотрена трехслойная конструкция с упругими (вязкоупругими) и безынерционными средами Винклера и Пастернака при внешних динамических воздействиях. Анализ теоретических и известных экспериментальных амплитудно–частотных характеристик показал удовлетворительную сходимость расчета и эксперимента: по частоте погрешность не превышала 15%, по амплитуде – 28%.

В пятой главе диссертации – **“Об управлении резонансных колебаний диссипативных механических систем, состоящих из твердых и деформируемых тел”** – разрабатываются вопросы активного управления колебаниями механических систем, состоящих из твердых и деформируемых тел. Если механическая система состоит из деформируемых элементов, состоящих из тел, соединенных между собой идеальным контактом, то в качестве дифференциальных уравнений движения механической системы используются уравнения

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

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 – в общем случае прямоугольная матрица порядка $(m \times n)$; $F_1(v)$ – матрица управления; $F_2(t)$ – вектор столбец внешних воздействий.

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

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

где $[M]$ – квадратная положительно-определенная матрица масс; $\{X\}$ – вектор-столбец амплитуды перемещений, который требуется определить; $[B]$ – квадратная матрица мгновенных жесткостей; $-$ – квадратная матрица реологических параметров; $\{Q(t)\}$ – вектор-столбец внешних нагрузок; L – квадратная матрица индуктивности; $[R]$ – матрица активного сопротивления обмотки управления; $[U]$ – вектор-столбец напряжений на обмотке якоря.

Для осуществления цели управления может быть использован конструктивный метод отыскания структуры сил реакций сервосвязей. Рассматривается механическая система, состоящая из N – масс, соединенных между собой деформируемыми элементами. Ограничимся рассмотрением таких колебаний, которые описываются линейными дифференциальными уравнениями. Так как требуется гасить колебания системы относительно нулевых начальных положений, то предполагаем, что система стеснена сервосвязями:

$$q_1 = 0, q_2 = 0, \dots, q_n = 0 \quad (15)$$

где q_1, q_2, \dots, q_n – обобщённые координаты. Так как система совершает колебательные движения относительно положения (15), 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 сервосвязей (15).

Перемещения, на которых реакции сервосвязей работы не производят, имеют вид

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

Тогда уравнения движения системы могут быть записаны в следующем виде:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + Q_i + \lambda_i, (i=1, \dots, n) \quad , \quad (16)$$

где λ_i – силы реакции сервосвязей.

Если, используя конструктивный метод отыскания структуры сил реакций сервосвязей, реакции сервосвязей $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_n$ формировать по законам

выражается дифференциальными уравнениями математической физики, то отрицательная обратная связь, построенная на основании геометрической связи, существует только тогда, когда виброизолируемый объект находится в устойчивом состоянии.

Таким образом, принцип обратной связи является методологической базой нового направления в теории колебаний и приложении последней в решении задач динамики управляемого движения в той их части, которая связана с защитой машин и оборудования от вибраций.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основе проведенных исследований по проблеме развитие теории и методов расчета колебаний диссипативных механических систем, состоящих из твердых тел сформулированы следующие выводы:

1. Усовершенствована теория колебаний диссипативно-однородных и неоднородных механических систем, состоящих из твердых и деформируемых тел. Усовершенствованная теория позволяет определить области наивысшей интенсивности энергии, амплитудно-частотные характеристики и напряженно-деформируемые состояния точек элементов с учетом диссипативности системы.

2. Разработаны метод и алгоритм решения задач о собственных и вынужденных колебаниях диссипативных механических систем, состоящих из твердых и деформируемых тел, основанные на методах Мюллера, Гаусса, интегральном преобразовании Лапласа и Рунге–Кутта. Разработанные метод и алгоритм позволяют гасить собственные колебания и снизить (на несколько раз) резонансные амплитуды механической системы.

3. Разработаны математическая постановка, методы решения, алгоритмы и программы задач о собственных и вынужденных колебаниях диссипативно-однородных и неоднородных механических систем, состоящих из пластин (или оболочек) с сосредоточенными массами и точечными связями. Разработанные методы решения, алгоритмы и программы позволяют определить диссипативные свойства механической системы в зависимости от различных физико-механических параметров, геометрических размеров и граничных условий.

4. Введено понятие “глобальная резонансная амплитуда” (ГРА). ГРА позволяет определить и снизить (на несколько раз) резонансные амплитуды системы.

5. Разработан метод оценки диссипативных свойств системы в целом (при вынужденных колебаниях) в зависимости от мгновенных значений деформируемых элементов (амортизаторов). Разработанный метод позволяет снизить (на несколько раз) амплитуды перемещений и напряжений.

6. Для гашения собственных колебаний системы введено понятие “глобальный коэффициент демпфирования” (ГКД). ГКД позволяет устанавливать частоту, определяющую полное гашение собственных колебаний системы.

7. Разработаны научно обоснованный метод и алгоритм для диссипативных механических систем, состоящих из слоистых пластин (или оболочек). Разработанные метод и алгоритм показали хорошую сходимость теоретических и экспериментальных результатов, что позволяет прогнозировать параметры амортизируемых конструкций.

8. При решении задач о собственных и вынужденных колебаниях диссипативно-неоднородных трехслойных конструкций для собственных частот и показателей демпфирования выявлены механические эффекты. Выявленные механические эффекты, при рассмотрении виброзащитных систем в качестве систем с наследственно-вязкоупругими свойствами позволяют развивать методы их расчета.

9. Анализ теоретической и экспериментальной АЧХ показал удовлетворительную сходимость расчета и эксперимента. Эта сходимость позволяет не превышать погрешности по частоте 15%, а по амплитуде – 28%.

10. Впервые разработана теория применения геометрических сервосвязей для активного управления колебаниями линейных диссипативных механических систем, состоящих из твердых и деформируемых тел, и активной виброзащиты объектов. Разработанная теория позволяет управлять колебаниями и активной виброзащиты механической системы при низких частотах.

11. Для активных виброзащитных систем развит алгоритм отыскания структуры сил реакций сервосвязей, разработанный А.Г.Азизовым. Развитый алгоритм способствует активной виброзащите упругих и вязкоупругих механических систем.

12. Разработан метод реализации цели активной виброзащиты с помощью электромеханических сил, который позволяет определить законы изменения управляющих сил (моменты) в зависимости от параметров системы.

**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

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

Tashkent- 2018

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.instmech.uz) and the Information and Educational Portal "ZiyoNet" (www.ziynet.uz).

Scientific consultant:

Safarov Ismoil Ibrohimovich

Doctor of Physical and Mathematical Sciences, Professor

Official Reviewers:

Abdikarimov Rustamxon Alimkhanovich

Doctor of Physical and Mathematical Sciences

Indiaminov Ravshan Shukurovich

Doctor of Physical and Mathematical Sciences

Dusmatov Olimjon Musurmonovich

Doctor of Physical and Mathematical Sciences, Professor

Leading organization:

Namangan Engineering- Building Institute

The defense will take place on " ____ " _____, 2018, at ____-⁰⁰ o'clock at the meeting of 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: tadmin@tiiame.uz).

The dissertation is available in the Information Resource Center of the Tashkent Institute of Irrigation and Agricultural Mechanization Engineers (registration number ____). Address: 100000, Tashkent, Kari Niyaziy street, 39, Conference Hall-4. Tel: (99871) 237-46-68; fax: (99871) 237-38-79

Abstract of the dissertation sent on " ____ " _____ 2018 year.
(mailing report № on " ____ " _____, 2018 year).

M.M. Mirsaidov

Chairman of Scientific Council for awarding degrees,
Doctor of Technical Sciences, Professor, Academician

B.A. Khudayarov

Scientific Secretary of the Scientific Council
for awarding degree, Doctor of Technical Sciences,

R.A. Abirov

Chairman of Scientific Seminar at the Scientific Council for the awarding
degrees, Doctor of Physical and Mathematical Sciences

ABSTRACT OF DOCTORAL DISSERTATION (DSc) ON PHYSICAL AND MATHEMATICAL SCIENCES

INTRODUCTION (Abstract of Doctoral Dissertation (DSc))

The aim of research is to develop the theory and to work out a scientific basis for the analytical and numerical research of the dynamics of thin-walled plates and shells with attached masses and point supports under the influence of harmonic (or non stationary) loads.

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

The subjects of research are the models, that are representing dissipative-homogeneous or inhomogeneous mechanical systems consisting of thin-walled plates (shells) with attached masses and point supports, the laws of change in their parameters, the theory of dissipative-homogeneous or inhomogeneous mechanical systems consisting of solids, their methods of calculations, algorithms and programs.

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 supports, taking into account the boundary conditions is developed;

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

taking into account the dissipative homogeneity or inhomogeneity of the mechanical system, to determine the parameters, that ensure the greatest absorption capacity of a 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;

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) (a dissipative-inhomogeneous mechanical system) was implemented in calculations to reduce

resonant amplitudes when installing a 294G12-370 / 25-56M1 compressor for gas-pumping units of the Akhangaran CS (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 scientific grant of the Moscow State University of Food Production "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, as well as the developed method for solving problems of own and forced oscillations are applied in carrying out 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, five chapters, conclusion, a list of references and applications. The volume of the dissertation is 250 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. Английская 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).

И 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 Cilindrical Bodies in the Deformable Medium-Specific Vibrations of Cilindrical 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. Демфирование 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 связями // 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 гироскоп 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., Teshaeв 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 электромеханическими 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 электромеханическими 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 электромеханическими 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.