

**БУХОРО МУҲАНДИСЛИК - ТЕХНОЛОГИЯ ИНСТИТУТИ
ҲУЗУРИДАГИ ИЛМИЙ ДАРАЖАЛАР БЕРУВЧИ
PhD.03/27.02.2021.FM.101.02 РАҚАМЛИ ИЛМИЙ КЕНГАШ**

ТОШКЕНТ КИМЁ - ТЕХНОЛОГИЯ ИНСТИТУТИ

АБЛОҚУЛОВ ШЕРЗОДЖОН ЗОКИР ЎҒЛИ

**ЭЛЕКТРОН КОНСТРУКЦИЯЛАР ЭЛЕМЕНТЛАРИНИ ВИБРАЦИОН
ЮКЛАНИШДАН ҲИМОЯЛАШНИНГ ХУСУСИЯТЛАРИ**

01.02.01-Назарий механика

**ФИЗИКА - МАТЕМАТИКА ФАНЛАРИ БЎЙИЧА ФАЛСАФА ДОКТОРИ (PhD)
ДИССЕРТАЦИЯСИ АВТОРЕФЕРАТИ**

Бухоро – 2023

**Физика – математика фанлари бўйича фалсафа доктори (PhD)
диссертацияси автореферати мундарижаси**

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

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

Аблокулов Шерзоджон Зокир ўғли

Электрон конструкциялар элементларини вибрацион юкланишдан
ҳимоялашнинг хусусиятлари.....3

Аблокулов Шерзоджон Зокир угли

Особенности защиты элементов конструкций электронной аппаратуры от
вибрационных нагрузок.....21

Ablokulov Sherzodjon Zokir oglu

Features of protection of structural elements of electronic equipment from
vibration loads.....39

Эълон қилинган ишлар рўйхати

Список опубликованных работ
List of published works.....43

**БУХОРО МУҲАНДИСЛИК - ТЕХНОЛОГИЯ ИНСТИТУТИ
ҲУЗУРИДАГИ ИЛМИЙ ДАРАЖАЛАР БЕРУВЧИ
PhD.03/27.02.2021.FM.101.02 РАҚАМЛИ ИЛМИЙ КЕНГАШ**

ТОШКЕНТ КИМЁ - ТЕХНОЛОГИЯ ИНСТИТУТИ

АБЛОҚУЛОВ ШЕРЗОДЖОН ЗОКИР ЎҒЛИ

**ЭЛЕКТРОН КОНСТРУКЦИЯЛАР ЭЛЕМЕНТЛАРИНИ ВИБРАЦИОН
ЮКЛАНИШДАН ҲИМОЯЛАШНИНГ ХУСУСИЯТЛАРИ**

01.02.01-Назарий механика

**ФИЗИКА - МАТЕМАТИКА ФАНЛАРИ БЎЙИЧА ФАЛСАФА ДОКТОРИ (PhD)
ДИССЕРТАЦИЯСИ АВТОРЕФЕРАТИ**

Бухоро – 2023

Физика-математика фанлари бўйича фалсафа доктори (PhD) диссертацияси мавзуси Ўзбекистон Республикаси Вазирлар Маҳкамаси ҳузуридаги Олий аттестация комиссиясида В2020.4.PhD/FM542 рақам билан рўйхатга олинган.

Диссертация Тошкент кимё-технология институтида бажарилган.

Диссертация автореферати уч тилда (ўзбек, рус, инглиз (резюме)) институт веб-сайтида (www.buxmti.uz) ва «ZiyoNet» Ахборот таълим порталида (www.ziyounet.uz) жойлаштирилган.

Илмий раҳбар: Тешаев Мухсин Худойбердиевич
физика-математика фанлари доктори (DSc), доцент

Расмий оппонентлар: Коршунова Наталья Александровна
физика-математика фанлари доктори, профессор

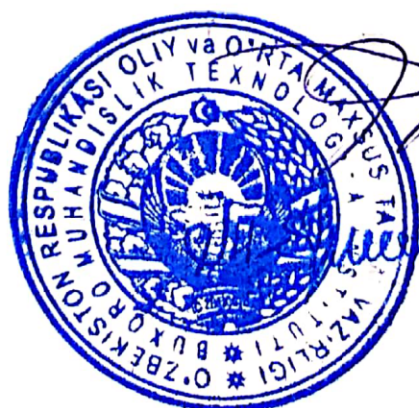
Хусанов Қахрамон
физика-математика фанлари номзоди, доцент

Етакчи ташкилот: Тошкент давлат транспорт университети

Диссертация химояси Бухоро муҳандислик-технология институти ҳузуридаги PhD.03/27.02.2021.FM.101.02 рақамли Илмий кенгашнинг 2023 йил «11» феврал соат 10:00 даги мажлисида бўлиб ўтади (Манзил: 200100, Бухоро шаҳар, Қ. Муртазоев кўчаси, 15. Тел.: (+99865) 223-78-84; факс: (+99865) 223-79-72, e-mail: bmti_info@edu.uz).

Диссертация билан Бухоро муҳандислик-технология институтининг Ахборот-ресурс марказида танишиш мумкин (№ 410 рақам билан рўйхатга олинган). Манзил: (200100, Бухоро шаҳри, Қ. Муртазоев кўчаси, 15. Тел.: (+99895) 604-44-70).

Диссертация автореферати 2023 йил «18» январ куни тарқатилди.
(2022 йил «19» декабрдаги №5 рақамли реестр баённомаси).



Н.Н. Садуллаев
Илмий даражалар берувчи илмий кенгаш раиси, т.ф.д., проф.

З.И. Болтаев
Илмий даражалар берувчи илмий кенгаш илмий котиби, ф.-м.ф.д. (DSc)

М.З. Шарипов
Илмий даражалар берувчи Илмий кенгаш қошидаги илмий семинар раиси, ф.-м.ф.д. (DSc), проф.

КИРИШ (фалсафа доктори (PhD) диссертациясига автореферат)

Диссертация мавзусининг долзарблиги ва зарурати. Жаҳонда учувчи аппаратлар соҳасида энг муҳим муаммолардан бири радиоэлектрон қурилмаларни (РЭҚ) вибрацион юкланишлардан ҳимоя қилишда ва РЭҚ барқарор ишлашини таминлашга қўйиладиган талабларнинг ошиши билан бу йўналишдаги илмий тадқиқотларни олиб боришга алоҳида аҳамият берилмоқда. Ҳозирги кунда ривожланган хорижий давлатларда, жумладан, АҚШ, Франция, Япония, Италия, Россия, Хитой, Туркия ва бошқа кўплаб мамлакатларда материалларнинг қовушқоқлик хусусиятларини ҳисобга олган ҳолда электрон конструкция элементларини вибрацион юкланишдан ҳимоя қилиш шунингдек, полимер элементларидан ташкил топган РЭҚ тузилмаларини фаол тебранишлардан ҳимоя қилиш муҳим ҳисобланади. Бу борада, радиоэлектрон қурилмаларда рўй берадиган резонанс ҳодисаларни баҳолашда материалларнинг реологик хусусиятларини ҳисобга олган ҳолда ишончли ҳисоблаш усулларини ишлаб чиқишга алоҳида эътибор қаратилмоқда.

Жаҳонда РЭҚ динамик юкланишларининг таъсирини камайтиришни ҳисобга олувчи турли хил назариялар, моделлар ва ҳисоблаш усуллари мавжуд. Бундай моделлар асосида машина ва аппаратларнинг янги авлодини яратиш ҳамда мавжудларини такомиллаштиришга қаратилган кенг кўламли илмий тадқиқотлар олиб борилмоқда. Ушбу йўналишда, жумладан, тебраниш жараёнларининг диссипатив хусусиятларини ўрганиш, материалнинг реологик хусусиятлари ва геометрик ўлчамларига қараб механик системада содир бўладиган спектрал ўзгаришларини ҳисобга олган ҳолда механик системаларнинг динамик ҳолатини ўрганишда энергиянинг тарқалиш интенсивлиги соҳаларини аниқлаш долзарб вазифалардан ҳисобланмоқда.

Республикамызда самолёт материалларида қўлланиладиган материалларнинг мустаҳкамлиги ва самарадорлигини оширишга ҳамда уларнинг хавфсизлигини таъминлаш бўйича кенг кўламли чора-тадбирлар амалга оширилмоқда. Ўзбекистон Республикаси Президентининг 2020 йил 29 октябрдаги “Илм-фанни 2030 йилгача ривожлантириш концепциясини тасдиқлаш тўғрисида”ги Фармонида, жумладан, «...илмий-инновацион салоҳиятдан кенг фойдаланиш, истиқболда илм-фанни мунтазам ислоҳ қилиб боришнинг устувор йўналишларини белгилаш, замонавий билимга эга ва мустақил фикрлайдиган юқори малакали кадрлар тайёрлаш,...»¹ вазифалари белгилаб берилган. Мазкур вазифаларни амалга оширишда, жумладан, электрон конструкция элементларини вибрацион юкланишдан ҳимоялашнинг хусусиятларини аниқлаш методикасини ишлаб чиқиш ва ривожлантириш муҳим ҳисобланади.

Ўзбекистон Республикаси Президентининг 2022 йил 28 январдаги ПФ-60-сон «2022-2026 йилларга мўлжалланган Янги Ўзбекистоннинг тараққиёт стратегияси тўғрисида»ги Фармони, 2020 йил 30 июлдаги ПҚ-4794-сонли

¹ Ўзбекистон Республикаси Президентининг 2020 йил 29 октябрдаги ПФ-6097-сон “Илм-фанни 2030 йилгача ривожлантириш концепциясини тасдиқлаш тўғрисида”ги Фармони

“Ўзбекистон Республикаси аҳолиси ва худудининг сейсмик хавфсизлигини таъминлаш тизимини тубдан такомиллаштириш чора-тадбирлари тўғрисида”ги Қарорлари ва Ўзбекистон Республикаси Вазирлар Маҳкамасининг 2020 йил 26 августдаги 515-сонли “Ўзбекистон Республикаси Фавқулодда вазиятларнинг олдини олиш ва бундай вазиятларда ҳаракат қилиш давлат тизимини янада такомиллаштириш тўғрисида”ги Қарори, шунингдек, мазкур фаолиятга тегишли меъёрий-ҳуқуқий ҳужжатларда белгиланган вазифаларни амалга оширишда ушбу диссертация тадқиқоти муайян даражада хизмат қилади.

Тадқиқотнинг республика фан ва технологиялари ривожланишининг устувор йўналишларига мослиги. Диссертация иши бўйича тадқиқотлар Ўзбекистон Республикаси фан ва технологиялар ривожланишининг IV. «Математика, механика, иншоотлар сейсmodинамикаси ва информатика» ҳамда XIV. «Сейсмология, бинолар ва иншоотлар сейсмик хавфсизлиги ва қурилиш» устувор йўналишига мос келади.

Муаммонинг ўрганилганлик даражаси. Электрон конструкция элементларини вибрацион юкланишдан ҳимоялаш муаммосини илмий нуқтаи-назардан таниқли хорижий давлат олимлари Ильюшин А.А., Майборода В.П., Трояновский И.Е., Победря Б.Е., Гузь А.Н., Артоболевский И.И., Фролов К.В., Ганиев Р.Ф., Генкин М.Д., Венц В.Л., Вулфсон И.И., Пановко Я.Г., Колесников К.С., Левицкий Н.И., Серёгин С.В., Павленко И.Д., Дышко А.Л., Андреев Л.В., Жигалько Ю.П., Лейзерович Г.С., Таранхуна Н.А., Амиро И.Я., Лиходед А.И., Сноудон Ж.С., Ден-Гартог Ж.П., Тимошенко С.П., Avrelmov K.V., Chen R., Lee T.H., Lew R.S., Mallon N.J., Trotsenko Yu.V., ва бошқа кўплаб олимлар томонидан илмий тадқиқот ишлари олиб борилган.

Радиоэлектрон қурилмаларни вибрацион юкланишлардан ҳимоя қилиш ҳолатларини ўрганиш ва баҳолаш бўйича Республикамиз олимлари томонидан Рахматулин Х.А., Ўразбаев М.Т., Ширинқулов Т.Ш., Кабулов В.К., Рашидов Т.Р., Муборақов Ё.Н., Мардонов Б.М., Алимухаммедов Ш., Султонов К.С., Маматкулов Ш.М., Мирсаидов М.М., Бадалов Ф.Б., Хожметов Г.Х., Ишанходжаев А.А., Мавлонов Т.М., Абдусатторов А., Сафаров И.И., Дусматов О., Худайназаров Х., Эшматов Х., Юлдашев Ш.С., Коршунова Н.А., Тешаев М.Х. ва бошқа кўплаб мутахассислар машиналар элементларининг вибрациядан ҳимоялашнинг баъзи муаммоларини ривожлантиришда салмоқли натижаларга эришилди.

Шу билан бирга диссипатив механик системалар (диссипатив бир жинсли ва бир жинсли бўлмаган) динамикаси билан боғлиқ ҳолатини баҳолаш услублари тўла тадқиқ этилмаган. Ишончли усуллар ва алгоритмларни яратиш машинасозликда, авиасозликда ва ер усти транспортларида динамик юкланиш таъсирида ҳосил бўладиган мустаҳкамликнинг ва барқарорликнинг кўплаб муаммоларини тадқиқ этиш услублари етарли даражада ўрганилмаган.

Диссертация мавзусининг диссертация бажарилган олий таълим муассасасининг илмий-тадқиқот режалари билан боғлиқлиги. Диссертация тадқиқоти Тошкент кимё-технология институти илмий-тадқиқот

режаси ва ОТ-Ф4-01 рақамли “Қовушқоқ суяқлик оқувчи кўп қатламли композит қувурлар эгри чизикли бўлақларнинг ҳарорат ва динамик юкланишлар тасирида чизикли бўлмаган динамик кучланиш-деформация ҳолатини ўрганиш усуллари ишлаб чиқиш ва назариясини ривожлантириш” (2016-2020) мавзусидаги фундаментал илмий-техникавий лойиҳаси доирасида бажарилган.

Тадқиқотнинг мақсади электрон конструкция элементларини вибрацион юкланишдан ҳимоялашнинг аналитик ва сонли ўрганиш методикаси ва алгоритмини ишлаб чиқиш, ҳамда сонли натижалар олиб таҳлил қилишдан иборат.

Тадқиқотнинг вазифалари:

каттик (деформацияланадиган ва деформацияланмайдиган) жисмлардан ташкил топган, эркинлик даражаси чекли (ёки чексиз) диссипатив бир жинсли бўлмаган (ёки бир жинсли) механик системаларнинг вибрацион юкланишлар таъсири остидаги динамик ҳолатини топиш масалаларининг математик қўйилиши, ечиш методикаси ва алгоритмларини ишлаб чиқиш;

қовушқоқ - эластик механик системалар элементларининг эркин тебранишлар частоталарини (ҳақиқий ва мавҳум қисмлари) геометрик ва физик-механик параметрларига боғлиқ ўзгаришига қиёсий баҳо бериш учун комплекс параметрли трансцендент частота тенгламаларини олиш;

диссипатив бир жинсли (ёки бир жинслимас) механик системаларнинг вибрацион юкланиш таъсири остида резонанс рўй бериш ҳолати (мажбурий тебранишлари) ни механик система энергия диссипациясига боғлиқ тизимли таҳлил қилиш;

қовушқоқ - эластик механик системалар элементларининг тебранишлар жараёни турғунлигини параметрларга боғлиқ ўрганиш ва система турғунлигига баҳо бериш.

Тадқиқот объекти сифатида қовушқоқ эластик таянчга ўрнатилган масса, юпқа қобиқлар, бириктирилган йиғилган массалар, деформацияланувчи элементлар (пружинкалар) олинган.

Тадқиқот предметини бириктирилган массали жисмлардан ташкил топган механик системалар динамикаси масалаларини ечишнинг математик моделлари ва усуллари, мураккаб арифметикага асосланган алгоритмларини ташкил қилади.

Тадқиқот усуллари. Тадқиқот жараёнида назарий механика усуллари (мумкин бўлган кўчишлар принципи), музлатиш, ўзгарувчиларни ажратиш, Гаусс, Лаплас ва Мюллер усулларидан фойдаланилган.

Тадқиқотнинг илмий янгилиги:

қовушқоқ-эластик механик система элементларининг эркин тебранишлар частоталарининг геометрик ва физик-механик параметрларига боғлиқ ўзгаришига қиёсий баҳо бериш учун дифференциал тенгламалар ечимини гармоник кўринишда қидириш орқали комплекс параметрли трансцендент частота тенгламалари олинган;

эркинлик даражаси чекли бўлган диссипатив бир жинсли бўлмаган механик системаларнинг вибрацион юкланиш таъсири остида резонанс рўй бериш ҳолати механик система энергия диссипациясига боғлиқ тизимли таҳлил қилиш усули ишлаб чиқилган, полимер амортизаторларни қўллаш орқали системанинг тебраниш амплитудасини 30% гача камайтирилишига эришилган;

илк бора эркинлик даражаси чекли бўлган диссипатив бир жинсли бўлмаган механик системаларнинг вибрацион юкланиш таъсири остида резонанс амплитудаларини сўндириш динамик сўндиргичлар сонига ва уларни ўрнатиш координаталарига боғлиқлиги аниқланган;

йиғилган массалар бир-бири билан массасиз элементлар орқали боғланган механик системада элементларнинг диссипативлик хусусиятларини ҳисобга олиш орқали системанинг резонанс тебранишларини сўндириш методикаси ва алгоритми ишлаб чиқилган.

Тадқиқотнинг амалий натижалари қўйидагилардан иборат:

ишлаб чиқилган методика ва алгоритм вибрацион юкланишлар таъсири остида бўлган диссипатив механик системаларда ҳосил бўладиган резонанс ҳолатини бир неча баробар камайтиришга имкон берган;

диссипатив бир жинсли бўлмаган механик тизимларда энергиянинг интенсив бўлиш глобал сўниш коэффициенти орқали механик тизим элементларининг тебранишлар амплитудасига физик - механик параметрларга боғлиқ баҳо бериш имкониятини яратган;

диссипатив механик системалар (йиғилган массали ва массасиз деформацияланувчи элементлардан иборат қовушқоқ – эластик) тебранишларини параметрларга боғлиқ ҳолда турғун бўлиш соҳаларини аниқлаш услубияти ишлаб чиқилган.

Тадқиқот натижаларининг ишончлилиги. Чегаравий шартларнинг коррект қўйилиши, келтириб чиқарилган математик ифодаларнинг қатъийлиги, асосланган ечим усулларидан тизимли фойдаланилганлиги, ечимларнинг аниқлилигини баҳолашда бошқа тадқиқотчилар ечимлари билан таққосланганлиги ва уларнинг натижаларига мос тушганлиги ҳамда амалиётга жорий қилинганлиги билан изоҳланади.

Тадқиқот натижаларининг илмий ва амалий аҳамияти. Тадқиқот натижаларининг илмий аҳамияти шундан иборатки, улар бириккан массалари бўлган юпқа пластинкалардан ташкил топган қовушқоқ - эластик механик системалар энергиянинг актив бошқариш назариясининг ривожланишига салмоқли ҳисса қўшиш ҳамда такомиллаштириш билан изоҳланади.

Тадқиқот натижаларининг амалий аҳамияти бутун радиоэлектрон қурилмалар тизими тебранишлари сўнишининг хусусиятларини аниқлаш (резонанс ҳолати) ва оптималлаштириш учун методика ва алгоритм ишлаб чиқиш билан изоҳланади.

Тадқиқот натижаларининг жорий қилиниши. Тадқиқотдаги электрон конструкция элементларини вибрацион юкланишдан ҳимоялаш назариясини

ривожлантириш бўйича ишлаб чиқилган ҳисоблаш усуллари ва алгоритм бўйича олинган натижалар асосида:

конструкцияларда ҳаракатланувчи куч таъсирида ҳосил бўладиган тебранишлар ёки титрашларни камайтириш мақсадида диссертацияда ишлаб чиқилган ҳисоблаш усуллари ва методикасидан Тошкент кимё-технология институти Давлат илмий техника дастури доирасида 2016-2020 йилларда бажарилган ОТ-Ф4-01 “Қовушқоқ суюқлик оқувчи кўп қатламли композит кувурлар эгри чизикли бўлақларининг ҳарорат ва динамик юкланишлар таъсирида чизикли бўлмаган динамик кучланиш-деформация ҳолатини ўрганиш усуллари ишлаб чиқиш ва назариясини ривожлантириш” мавзусидаги фундаментал лойиҳада фойдаланилган (2022 йил 14 ноябрдаги 1/01-2739-сонли маълумотнома). Натижада юкланиш остида ишловчи диссипатив бир жинсли ёки бир жинсли бўлмаган системаларда ҳосил бўладиган резонанс жараёнларини олдиндан баҳолаш ҳамда мос материални танлаш имконини берган;

классик ядролардан фойдаланиб интегро-дифференциал тенгламалар системаси ечимларини топишда Бухоро давлат университетидан 2017-2020 йилларда бажарилган ОТ-Ф4-02–“Математик физиканинг ҳолатлар тўплами чексиз бўлган моделлари термодинамикаси” фундаментал лойиҳада фойдаланилган (2022 йил 7 декабрдаги 04-04/01-2437- сонли маълумотнома). Натижада топилган аналитик ечим ва диссертацияда ишлаб чиқилган методикадан фойдаланиш орқали олинган ечимлар орасидаги фарқ 15% дан ошмаслиги аниқланган.

Тадқиқот натижаларининг апробацияси. Мазкур тадқиқот натижалари халқаро, республика анжуманларида муҳокама қилинган ва маъқулланган, жумладан, 3 та халқаро ва 6 та республика илмий-амалий анжуманларида маъруза қилинган ва муҳокамадан ўтказилган.

Тадқиқот натижаларининг эълон қилиниши. Диссертация мавзуси бўйича жами 18 та илмий иш чоп этилган, шулардан Ўзбекистон Республикаси Олий аттестация комиссиясининг фалсафа доктори (PhD) диссертациялари асосий илмий натижаларини чоп этиш тавсия этилган илмий нашрларда 6 та мақола, жумладан, 1 таси республика ва 5 таси хорижий журналларда нашр қилинган.

Диссертациянинг тузилиши ва ҳажми. Диссертация таркиби кириш, тўртта боб, хулоса, фойдаланилган адабиётлар рўйхати ва иловалардан иборат. Диссертациянинг ҳажми 113 бетни ташкил қилади.

ДИССЕРТАЦИЯНИНГ АСОСИЙ МАЗМУНИ

Кириш қисмида диссертация тадқиқотининг долзарблиги ва зарурияти асослаб берилган, тадқиқотнинг мақсади ва вазифалари, объект ва предметлари шакллантирилган. Тадқиқотнинг Ўзбекистон Республикаси фан ва технологиялар ривожланишининг устувор йўналишларига мувофиқлиги кўрсатилган, тадқиқотнинг илмий янгилиги ва амалий натижалари баён этилган. Олинган натижаларнинг ишончлилиги асосланган,

тадқиқотнинг илмий ва амалий аҳамиятлари ёритилган. Тадқиқот натижаларининг жорий этилиши, ишнинг апробацияси, чоп этилган ишлар, диссертация тузилиши ва ҳажми бўйича маълумотлар келтирилган.

Диссертациянинг **“Вибрацион юкланишларни динамик сўндиришга бағишланган адабиётлар таҳлили”** деб номланган биринчи бобида йиғилган массали (ёки массасиз) элементлардан иборат бўлган механик системанинг эркин ва мажбурий тебранишларини ўрганишга бағишланган адабиётлар таҳлили келтирилган. Эркинлик даражаси чекли ва чексиз бўлган ҳамда массасиз деформацияланувчан элемент ва йиғилган массалардан тузилган механик система тебранишлари ҳамда унинг ҳаракатини турғунлигини ўрганишга бағишланган адабиётлар таҳлиliga асосий этибор берилган. Механик системанинг ҳаракат тенгламалари Лагранжнинг II тур дифференциал тенгламалари ва вариацион Эйлер-Лагранж принципга асосланган ҳолда олинган. Йиғилган массалар бир-бири билан массасиз элементлар ёрдамида боғланишда бўлган механик системада деформацияланувчан элементларнинг диссипативлик хусусиятини ҳисобга олиб, элементларнинг динамик хусусиятларини ўрганишнинг ягона методикаси ва алгоритминини ишлаб чиқиш муаммоси ҳал этилмаганлиги асосланган. Адабиётлар таҳлиlidан келиб чиқиб хулоса қилинган. Бу хулосалар асосида диссертация ишининг мақсади белгиланган ва шу мақсадга мувофиқ вазифалар кўйилган.

Диссертациянинг **“Эркинлик даражаси чекли механик системанинг тебранишларини динамик сўндириш”** деб номланган иккинчи бобида масалаларнинг математик кўйилиши ва ечиш усуллари келтирилган. Фараз қилайлик ҳимоя қилинадиган қурилма таянчга ўрнатилган бўлсин (1-расм). Амортизатор асос ва қурилма орасига ўрнатилади. Асосий мақсад- асос тебранса қурилмага тебранишлар ўтишини камайтириш ва аксинча, яъни қурилма тебранса асосга тебранишларни ўтказмаслик. Деформацияланувчан элемент (массасиз) бикрлиги мос равишда қуйидагича оператор кўринишидаги муносабатни ифодалайди

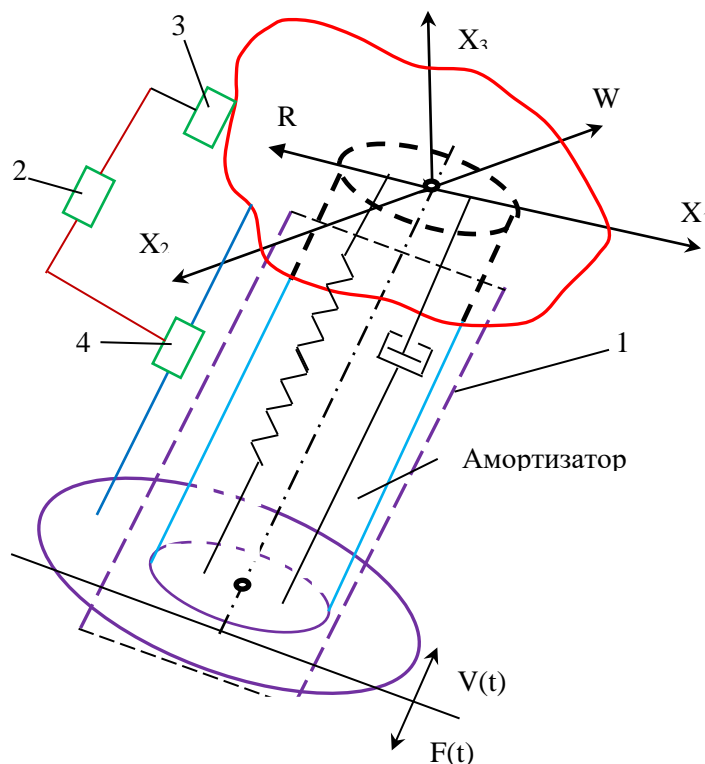
$$\tilde{c}_k [f(t)] = c_{0k} \left[f(t) - \int_0^t R_{ck}(t-\tau) f(\tau) d\tau \right], \quad \tilde{E}_k [f(t)] = E_{0k} \left[f(t) - \int_0^t R_{Ek}(t-\tau) f(\tau) d\tau \right], \quad (1)$$

бунда c_{0k}, E_{0k} – оний қаттиқлик ва эластиклик модуллари, $R_{ck}(t-\tau), R_{Ek}(t-\tau)$ – релаксация ядролари, $f(\tau)$ – вақтнинг ихтиёрий функцияси. (1) муносабат ва Лагранжнинг II тур дифференциал тенгламаларидан фойдаланилса, эркинлик даражаси чекли бўлган диссипатив механик системанинг ҳаракат дифференциал тенгласи қуйидаги кўринишда олинади:

$$[M] \{ \ddot{X} \} + [C] (\{ X \} - \int_0^t [R(t-\tau)] \{ X(\tau) \} d\tau) = \{ f(t) \}, \quad (2)$$

бу ерда $\{ X \} = \{ x_1, x_2, x_3, \dots, x_n \}^T$, $[M]$ – мусбат аниқланган квадратик матрица, $[C]$ – сўниш коэффициентини ифодаловчи квадратик матрица, $[K]$ – бикрлик

матрицаси, $[R(t-\tau)]$ -ковушқоқликни ифодаловчи квадратик матрица, $\{f\}$ - ташқи куч вектори.



1-расм. Ҳисоб схемаси

1- пассив виброҳимоя системаси (ПВС) қисми; 2,3,4 – фаол қисм (2-сигнал шаклини ўзгартириш қурилмаси; 3- 4- актив қисим, $V(t)$ - асоснинг кучиш қонуни

Агар ташқи куч таъсир этмаса, яъни $\{f\} = 0$ бўлса, у ҳолда (1) тенглама билан ифодаланувчи эркин тебранишлар масаласи ўрганилади. Агар $\{f\} \neq 0$ бўлса, мажбурий тебранишлар масаласи ўрганилади.

Кейинчалик “музлатиш” усулини қўллаб, (1) муносабатни қуйидаги кўринишга келтирамиз:

$$\begin{aligned} \bar{c}_k f(t) &= c_{0k} [1 - \Gamma_{ck}^C(\omega_R) - i\Gamma_{ck}^S(\omega_R)] f(t), \\ \bar{E}_k f(t) &= E_{0k} [1 - \Gamma_{Ek}^C(\omega_R) - i\Gamma_{Ek}^S(\omega_R)] f(t), \end{aligned} \quad (3)$$

бу ерда

$$\begin{aligned} \Gamma_{ck}^C(\omega_R) &= \int_0^\infty R_{ck}(\tau) \cos \omega_R \tau d\tau, \quad \Gamma_{Ek}^C(\omega_R) = \int_0^\infty R_{Ek}(\tau) \cos \omega_R \tau d\tau, \\ \Gamma_{ck}^S(\omega_R) &= \int_0^\infty R_{ck}(\tau) \sin \omega_R \tau d\tau, \quad \Gamma_{Ek}^S(\omega_R) = \int_0^\infty R_{Ek}(\tau) \sin \omega_R \tau d\tau, \end{aligned}$$

ядро релаксациясининг мос равишда косинус ва синуси Фурье тасвирлари,

ω_R -ҳақиқий катталиқ. Ҳисоблашларда уч параметрли Колтунов-Ржаницин релаксация ядросидан фойдаланилди: $R_k(t) = A_k e^{-\beta_k t} / t^{1-\alpha_k}$. У ҳолда (2) тенглама комплекс коэффициентли қуйидаги дифференциал тенгламага келади:

$$[M]\{\ddot{X}\} + [C(1 - \Gamma_k(\omega_R))]\{X\} = \{f(t)\}, \quad (4)$$

бу ерда $\Gamma_{km} = 1 - \Gamma_{km}^c - i\Gamma_{km}^s$, $m = c_k, E_k$.

$\{f\} = 0$ бўлганда (4) тенгламанинг ечимини қуйидаги кўринишда излаймиз

$$\{X(t)\} = \{W\} e^{i\omega t}, \quad (5)$$

бу ерда $\omega = \omega_R + i\omega_I$ – комплекс сон, W - комплекс сонлар устун матрицаси. Характеристик тенглама қуйидаги кўринишга эга бўлади

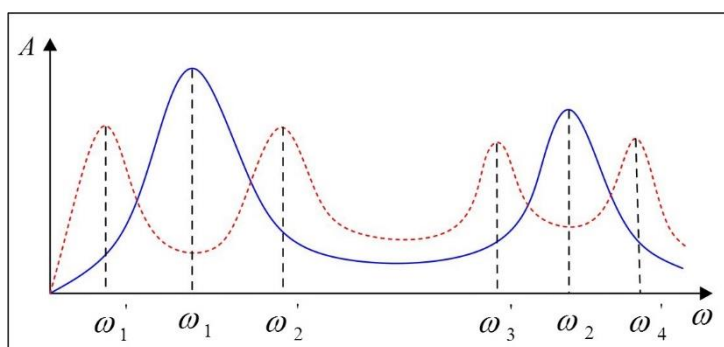
$$\det[-[M]\omega^2 + [C_k(1 - \Gamma_k(\omega_R))]] = 0. \quad (6)$$

Механик системани вибрацион юкланишдан химоялаш учун динамик сўндиргичлар усули ҳам мавжуд. Фараз қилайлик механик система динамик сўндиргичсиз ω_1 ва ω_2 частотага эга бўлсин $\omega_1^2 : \omega_2^2 = 1 : n$. Химояланадиган қурилмага k динамик сўндиргич кўчиш бўйича ва буралиш бўйича ҳам сўндиргичлар ўрнатилган бўлсин. У ҳолда система $2(k+1)$ резонанс частота $\omega_1', \omega_2', \dots, \omega_e', \dots, \omega_{2(k+1)}'$ га эга бўлсин. Мисол тариқасида қуйидагини қараймиз:

ω_1 частота оптимал дейилади, агарда

$$M = \max \min |\omega_1 - \omega_e'| \quad (e = 1, 2, \dots, 2(k+1)) \quad (7)$$

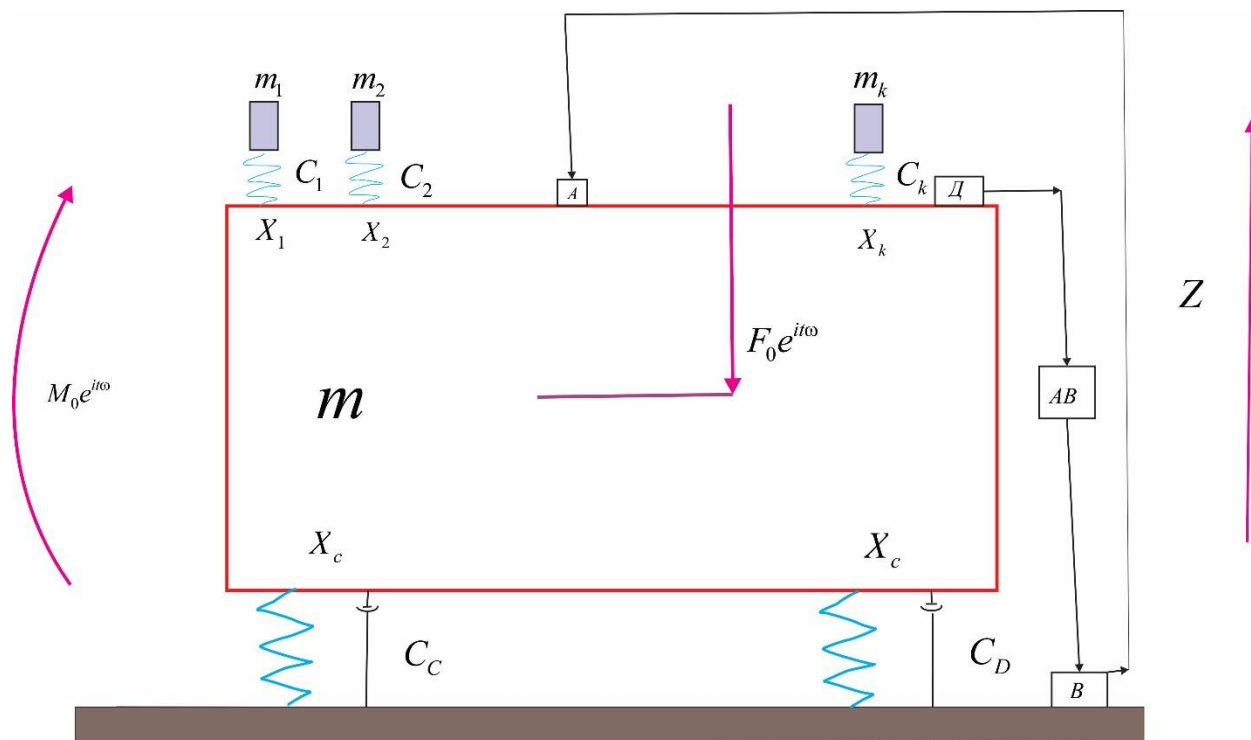
муносабат ўринли бўлса. У ҳолда частотанинг резонанс қиймати резонанс частотадан максимал сурилган бўлади (2-расм).



2-расм. Эркинли даражаси иккига тенг бўлган механик системанинг амплитудаси ва частотаси орасидаги муносабат

Айтайлик, эркинлик даражаси иккига тенг бўлган механик системага k та динамик сўндиргичлар осилган бўлсин (3-расм). Динамик сўндиргичлар таъсирида механик системада ҳосил бўладиган динамик жараённи кўриб

чиқамиз. Механик системанинг ҳисоб схемаси 3-расмда келтирилган. Механик системага $F_0 e^{i\omega t}$ мажбурий гармоник куч ва $M_0 e^{i\omega t}$ момент таъсир этсин, бу ерда ω - мажбурий тебранишлар частотаси. Қаттиқ жисмнинг фақат z ўқи бўйича кўчиши ва шакл текислигига перпендикуляр ўққа нисбатан φ бурчакка буралиши ҳисобга олинади. Динамик сўндиргичлар ҳолати z_s ($s = 1, \dots, k$) координаталар орқали аниқланади.



3-расм. Динамик сўндиргичли эркинлик даражаси иккига тенг бўлган механик система

Механик системанинг ҳаракат дифференциал тенгламалари қуйидагича бўлади:

$$\begin{cases}
 m\ddot{z} + c_c(z + x_c\varphi) + c_d(z + x_d\varphi) + \sum_{s=1}^k c_s[(z + x_s\varphi) - z_s] + \\
 + h_c(\dot{z} + x_c\dot{\varphi}) + h_d(\dot{z} + x_d\dot{\varphi}) + \sum_{s=1}^k h_s[(\dot{z} + x_s\dot{\varphi}) - \dot{z}_s] = F_0 e^{i\omega t}, \\
 mR^2\ddot{\varphi} + x_c c_c(z + x_c\varphi) + x_d c_d(z + x_d\varphi) + \sum_{s=1}^k x_s c_s[(z + x_s\varphi) - z_s] + \\
 + \sum_{s=1}^k k_s(\varphi - \varphi_s) + h_c x_c(\dot{z} + x_c\dot{\varphi}) + h_d x_d(\dot{z} + x_d\dot{\varphi}) + \\
 + \sum_{s=1}^k r_s(\dot{\varphi} - \dot{\varphi}_s) + \sum_{s=1}^k h_s x_s[(\dot{z} + x_s\dot{\varphi}) - \dot{z}_s] = (M_0 + F_0 a^{i\omega t}), \\
 m_s \ddot{z}_s + c_s[z_s - (z + x_s\varphi)] + h_s[\dot{z}_s - (\dot{z} + x_s\dot{\varphi})] = 0, \\
 m_s R_s^2 \ddot{\varphi}_s + k_s(\varphi_s - \varphi) + r_s(\dot{\varphi}_s - \dot{\varphi}) + c_s x_s[z_s - (z + x_s\varphi)] + \\
 + x_s h_s[\dot{z}_s - (\dot{z} + x_s\dot{\varphi})] = 0, (s = 1, 2, \dots, k),
 \end{cases} \quad (8)$$

бу ерда x_c, x_d - таянч координаталари, x_1, x_2, \dots, x_k - сўндиргичлар ўрнатилган координаталар, m - асосий жисмнинг массаси, m_1, m_2, \dots, m_k - сўндиргичлар массалари, c_c, c_d, c_s - амортизаторларнинг бикрлик коэффициентлари; h_c, h_d, h_s - амортизаторларнинг каршиликлари.

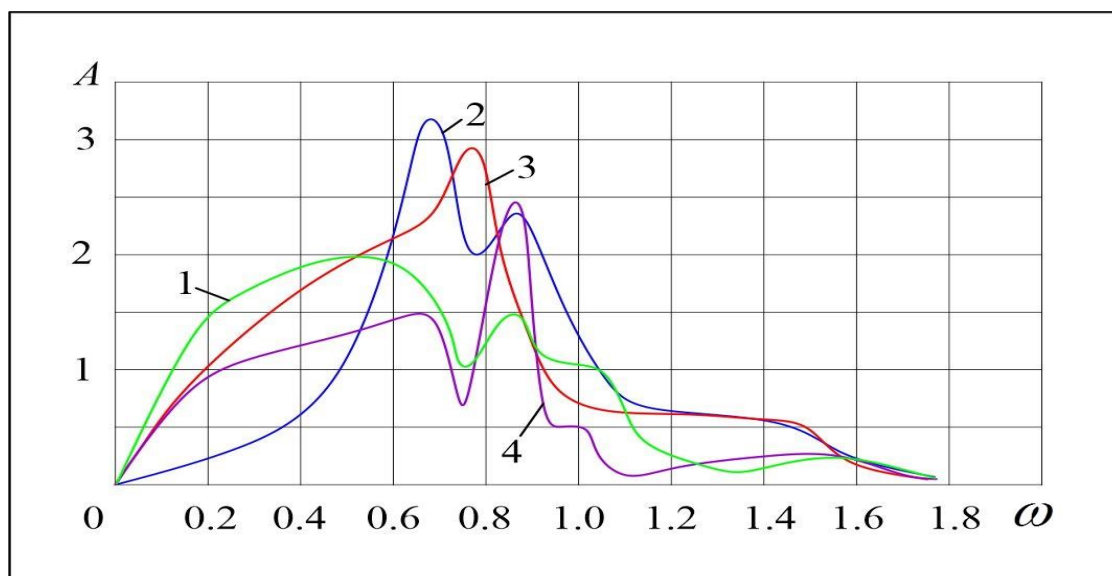
(8) оддий дифференциал тенгламалар системасининг ечимини қуйидаги кўринишда излаймиз:

$$z = Ze^{i\omega t}, z_s = Z_s e^{i\omega t}, \phi = \phi e^{i\omega t}, \phi_s = \phi_s e^{i\omega t}. \quad (9)$$

Агар (9) ни (8) га қўйсақ, Z, ϕ, Z_s, ϕ_s ($s = 1, 2, \dots, k$) ўзгарувчиларга нисбатан қуйидаги комплекс коэффициентли алгебраик тенгламалар системасини оламиз:

$$\begin{cases} Z \left[(-m\omega^2 + c_c + c_d + \sum c_s) + i\omega(h_c + h_d + \sum h_s) \right] + \\ + \phi \left[(c_c x_c + c_d x_d + \sum c_s x_s) + i\omega(h_c x_c + h_d x_d + \sum h_s x_s) \right] - \\ - \sum (c_s + i\omega h_s) Z_s = F_0 \\ Z \left[(c_c x_c + c_d x_d + \sum c_s x_s) + i\omega(h_c x_c + h_d x_d + \sum h_s x_s) \right] + \\ + \phi \left[(-mR^2 \omega^2 + c_c x_c^2 + c_d x_d^2 + \sum (k_s + c_s x_s^2)) + \right. \\ \left. + i\omega(h_c x_c^2 + h_d x_d^2 + \sum (r_s + h_s x_s^2)) \right] - \\ - \left[(c_s x_s + i\omega h_s x_s) Z_s - \sum (k_s + i\omega r_s) \phi_s \right] = M_0 + F_0 a \\ Z (c_s + i\omega h_s) + \phi (c_s x_s + i\omega h_s x_s) - Z_s (-m_s \omega^2 + c_s + i\omega h_s) = 0 \\ Z (c_s x_s + i\omega h_s x_s) + \phi (k_s + c_s x_s^2 + i\omega (r_s + h_s x_s^2)) - \\ - Z_s (c_s x_s + i\omega h_s x_s) - \phi_s (k + i\omega r_s - m_s R^2 \omega^2) = 0 \end{cases} \quad (10)$$

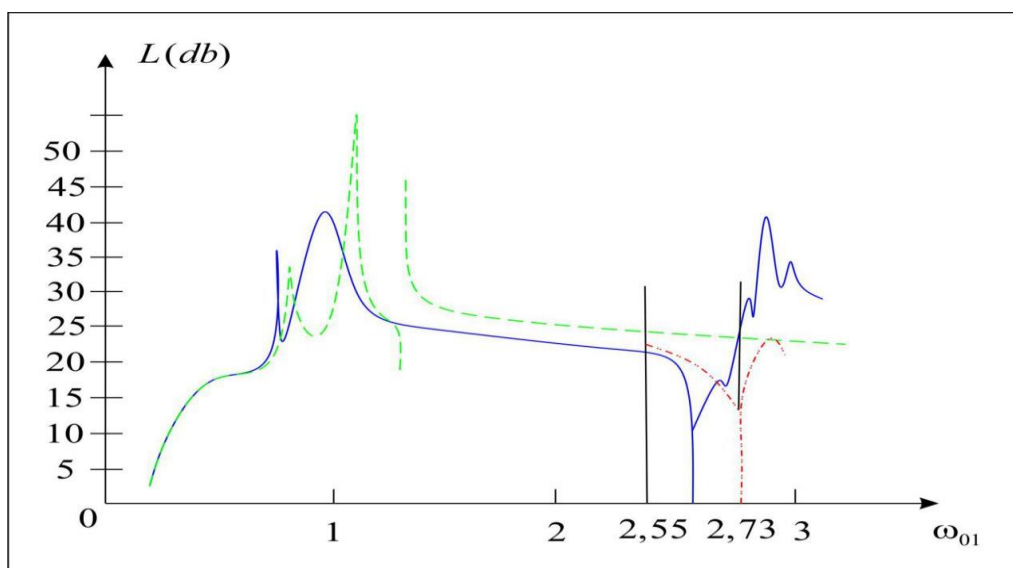
Олинган сонли натижалар таҳлили 4-расмда келтирилган.



4-расм. Асосий курилма массалар марказининг амплитуда - частота боғланиши: 1. $n=2$; 2. $n=0$; 3. $n=1$; 4. $n=3$

4-расмда асосий курилма массалар марказининг амплитуда - частота боғланиши келтирилган (1.n=2; 2.n=0; 3.n=1; 4.n=3). 4-расмдан кўришиб турибдики, массалар сони ошиши билан асос кўчиши амплитудаси пасайиб борар экан.

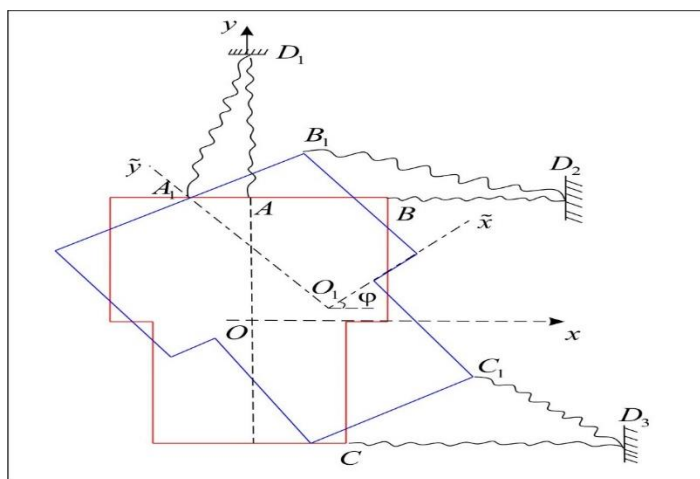
Кейинги мисол сифатида энергетик машина панжалари тебранишларини динамик сўндиргичлар ёрдамида сўндириш масаласини қараймиз. Механик системанинг ҳаракат дифференциал тенгламалари Даламбер принципи асосида олинган. Амалий ҳисоб-китоблар учун фақат учта эркинлик даражасини ҳисобга олувчи соддалаштирилган тенгламалар системаси олинди. Асосий жисмнинг амплитуда-частота хусусиятлари аниқланди. Икки массали сўндиргич битта массали сўндиргичга қараганда 10-15% самаралироқ эканлиги топилган. Сонли натижалар 5- расмда келтирилган.



5 - расм. Эркинлик даражаси учта тенг бўлган механик системанинг амплитуда-частота характеристикалари (пунктир-сўндиргичсиз, туташ чизик - сўндиргичли)

5-расмдан икки массали сўндиргичнинг бир массали сўндиргичга қараганда афзаллигини кўриш мумкин. Шундай қилиб, қовушқоқ эластик амортизаторларга ўрнатилган сўндиргичларнинг самарали ишлаш ораликларини топиш методикаси ва алгоритми ишлаб чиқилди.

Диссертациянинг **“Қовушқоқ - эластик амортизаторларга осилган жисмнинг тебранишларини кўзғатиш ҳақида”** деб номланган учинчи бобида қовушқоқ - эластик амортизаторларга осилган, симметрия ўқиға эға бўлган электродинамик стенд столининг текис-параллел ҳаракати жараёнида ҳосил бўладиган резонанс ҳолатлар кўриб чиқилган. Ҳисоблаш схемаси 6-расмда келтирилган. Фараз қилайлик, вибростенд мувозанат вазияти атрофидаги чизикли бўлмаган тебранишлари кичик бўлсин. У ҳолда қовушқоқ - эластик амортизаторларга осилган, симметрия ўқиға эға бўлган электродинамик стенднинг ҳаракат дифференциал тенгламалари қўйидаги кўринишда бўлади:



6-расм. Қовушқоқ - эластик амортизаторларга осилган, симметрия ўқига эга бўлган электродинамик стенд

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial^2 x}{\partial t^2} + \lambda_{11}^2 \left[x - \int_{-\infty}^t R_{1x}^c(t-s)x(s)ds \right] + \lambda_{12}^2 \left[\varphi - \int_{-\infty}^t R_{10\varphi}^c(t-s)\varphi(s)ds \right] = \\
& = \mu\phi_1(x, y, \varphi, y^2, \varphi^2, xy, \int_{-\infty}^t R_{12y}^c(t-s)y^2(s)ds, \\
& \int_{-\infty}^t R_{13\varphi}^c(t-s)\varphi^2(s)ds, \int_{-\infty}^t R_{11xy}^s(t-s)x(s)y(s)ds, \int_{-\infty}^t R_{13y\varphi}^s(t-s)y(s)\varphi(s)ds) \\
& \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \lambda_{21}^2 \left[y - \int_{-\infty}^t R_{1x}^c(t-s)y(s)ds \right] y = \\
& = F_y(t) + \mu\phi_2(x, y, \varphi, y^2, \varphi^2, xy, \int_{-\infty}^t R_{21x}^c(t-s)x^2(s)ds, \\
& \int_{-\infty}^t R_{23\varphi}^c(t-s)\varphi^2(s)ds, \int_{-\infty}^t R_{22xy}^s(t-s)xy(s)ds, \int_{-\infty}^t R_{24x\varphi}^s(t-s)x(s)\varphi(s)ds) \\
& \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} + \lambda_{31}^2 \left[\varphi - \int_{-\infty}^t R_{3\varphi}^c(t-s)\varphi(s)ds \right] + \lambda_{32}^2 \left[x - \int_{-\infty}^t R_{30x}^c(t-s)x(s)ds \right] = \\
& = \mu\phi_2(x, y, \varphi, y^2, \varphi^2, xy, \int_{-\infty}^t R_{32y}^c(t-s)y^2(s)ds, \\
& \int_{-\infty}^t R_{33\varphi}^c(t-s)\varphi^2(s)ds, \int_{-\infty}^t R_{31xy}^s(t-s)x(s)y(s)ds, \\
& \int_{-\infty}^t R_{32x\varphi}^s(t-s)x(s)\varphi(s)ds, \int_{-\infty}^t R_{34y\varphi}^s(t-s)y(s)\varphi(s)ds, M(x\ddot{y} + y\ddot{x}))
\end{aligned} \tag{11}$$

Агар (11) тенгламаларда чизиқли бўлмаган ҳадлар ҳисобга олинмаса, у ҳолда олдинги бобда келтирилган усуллар ёрдамида масалани ечиш ва резонанс частоталарини топиш ҳамда амплитуда-частота характеристикаларини қуриш мумкин бўлади. Буни бир нечта хусусий ҳолларда кўриш мумкин. Масалан, $x = \varphi = 0$, $y = qe^{i\omega t}$ бўлганда (11) дан кўчиш амплитудаси ва бурилиш бурчаги қўйдагича топилади:

$$q = \frac{q_{ct}}{\sqrt{\lambda_{21}^2 \left(-\frac{p^2}{\omega^2} + 1 - \Gamma_c\right)^2 + \Gamma_s^2}}, \quad \operatorname{tg} \varphi = \frac{\Gamma_s / \lambda_{21}}{\frac{p^2}{\omega^2} - 1 + \Gamma_c},$$

бу ерда $\Gamma^c = \int_0^\infty R(\tau) \cos p\tau d\tau$, $\Gamma^s = \int_0^\infty R(\tau) \sin p\tau d\tau$ - ядро релаксациясининг косинус ва синус Фурье тасвирлари.

Ўзаро боғлиқ тебранишлар қаралганда чизиқли бўлмаган ҳадларни ҳисобга олиб, (11) системанинг тақрибий ечимини қуриш масаласи ечилади. Биринчи яқинлашишда қўйидаги биринчи тартибли дифференциал тенгламалар системасини оламиз

$$\left\{ \begin{array}{l} i\omega \frac{dP_1}{dt} = -\mu \left\{ \left[\omega \varepsilon_1 + \frac{a_{11} [1 - \Gamma_{11}^c(\omega_R) - i\Gamma_{11}^s(\omega_R)]}{2(1 + \alpha_1^2)} \right] P_1 + \frac{a_{17} [1 - \Gamma_{17}^c(\omega_R) - i\Gamma_{17}^s(\omega_R)] q_1}{2i} Q_1 \right\} \\ i\omega \frac{dQ_1}{dt} = \mu \left\{ -\frac{a_{17} [1 - \Gamma_{17}^c(\omega_R) - i\Gamma_{17}^s(\omega_R)] p'}{2i} P_1 + \left[\omega \varepsilon_1 - \frac{a_{11} [1 - \Gamma_{11}^c(\omega_R) - i\Gamma_{11}^s(\omega_R)]}{2(1 + \alpha_1^2)} \right] Q_1 \right\} \\ 2i\Omega_2 \frac{dP_2}{dt} = -\mu \left\{ a_{21} [1 - \Gamma_{21}^c(\omega_R) - i\Gamma_{21}^s(\omega_R)] P_2 \right\} \\ 2i\Omega_2 \frac{dQ_2}{dt} = \mu \left\{ -a_{21} [1 - \Gamma_{21}^c(\omega_R) - i\Gamma_{21}^s(\omega_R)] Q_2 \right\} \\ 2i\Omega_3 \frac{dP_3}{dt} = -\mu \left\{ \frac{i\Omega_3 a_{32} [1 - \Gamma_{32}^c(\omega_R) - i\Gamma_{32}^s(\omega_R)]}{1 + \alpha_2^2} P_3 \right\} \\ 2i\Omega_3 \frac{dQ_3}{dt} = \mu \left\{ -\frac{a_{32}}{1 + \alpha_2^2} [1 - \Gamma_{32}^c(\omega_R) - i\Gamma_{32}^s(\omega_R)] Q_3 \right\} \end{array} \right. \quad (12)$$

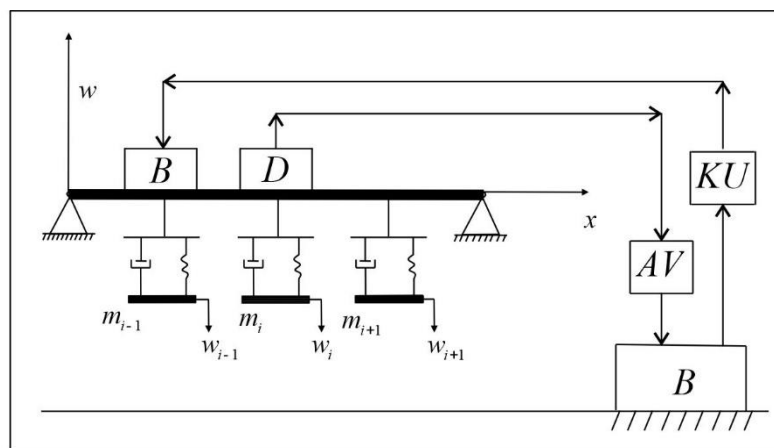
(12) системанинг тривиал ечими, яъни $P_1 = Q_1 = P_2 = Q_2 = P_3 = Q_3 = 0$, мавжуд. (12) системанинг тривиал ечими турғун бўлишининг зарурий ва етарли шартлари Раус-Гурвиц критерияси орқали топилади ($q_\zeta = 0$):

$$\left\{ \begin{array}{l} a_{11}^2 \operatorname{Re} [1 - \Gamma_{11}^c(\omega_R) - i\Gamma_{11}^s(\omega_R)]^2 > 0 \\ \frac{a_{11}^2}{4} \operatorname{Re} [1 - \Gamma_{11}^c(\omega_R) - i\Gamma_{11}^s(\omega_R)]^2 > \frac{1 + \alpha_1^2}{\omega^2} \left[\frac{a_{17}^2 p_1'^2}{4} \operatorname{Re} [1 - \Gamma_{17}^c(\omega_R) - i\Gamma_{17}^s(\omega_R)]^2 - \varepsilon_1^2 \omega^2 \right] \end{array} \right. \quad (13)$$

(13) тенгламанинг биринчи шarti, биз ечаётган масала учун бажарилади. Икинчи шarti эса параметрларнинг маълум бир муносабатида бажарилади. Агар механик система элементларининг қаршилиги ортиб борса, тривиал ечимнинг турғунлиги бузилмайди. Шундай қилиб, ўрганиладиган механик система қўзғалишини олдини олиш, ёки турғунлигини таъминлаш учун, ξ

координатаси бўйича (13) шарт бажарилиши учун, параметрларни танлаш зарур бўлади. Худди шундай, динамик сўндиргичли, эркинлик даражаси чекли бўлган механик системанинг параметрик резонанс ҳолати ўрганилган. Масалалар ечимларининг турғунлиги масалалари кўрилган. Иккита резонанс соҳаси мавжудлиги, оддий ва комбинацион резонанс соҳалари ҳам мавжуд бўлиши топилган.

Диссертациянинг **“Вибрацион кўзгатувчи юкланишлар таъсиридаги қурилманинг деформацияланувчан элементлари тебранишларини моделлаштириш тўғрисида”** деб номланган тўртинчи бобида қурилмалар деформацияланувчан элементларининг вибрацион юкланишлар таъсиридаги тебранишларини моделлаштириш масаласи кўрилган. Бундай масалалар умумий ҳолда Мирсаидов М.М., Тешаев М.Х. ишларида вариацион қўйилишда қаралган. Ушбу диссертация ишида таянчларга ўрнатилган балка ва унга осилган чекли сондаги динамик сўндиргичларнинг самарали ишлаши мумкин бўлган ҳолатлар қаралган. Масаланинг ҳисоб схемаси қуйида келтирилган.



7- расм. Балка ва сўндиргичлар системасининг ҳисоб схемаси

Механик системанинг ҳаракат дифференциал тенгламалари қуйидаги кўринишда ёзилади:

$$E_0 J \frac{\partial^4 W}{\partial x^4} + \rho S \omega^2 W - A \sum_{i=1}^k [W(x_i) \delta(x - x_i)] = P_0(t),$$

$$m_i \ddot{W}_i + k_i \left[W_i(t) - \int_0^t R(t - \tau) W_i(\tau) d\tau \right] = P_1(t) \quad (14)$$

Бу тенгламалардан комплекс коэффициентли қуйидаги дифференциал тенгламага ўтиш мумкин

$$E_0 \Gamma_k J \frac{d^4 W}{dx^4} - \rho S \omega^2 W - \sum_{j=1}^N \frac{m_j \omega^2}{1 - m_j \omega^2 / k \Gamma_j} [W(x_j) \delta(x - x_j)] = F(x),$$

Охирги тенгламанинг ечимини қўйидаги кўринишда излаймиз:

$$W(x) = \sum_{k=1}^K W_k \varphi_k(x), F(x) = \sum_{k=1}^K F_k \varphi_k(x).$$

Бу ердаги $\varphi_k(x)$ функция қўйидаги дифференциал тенгламани қаноатлантиради:

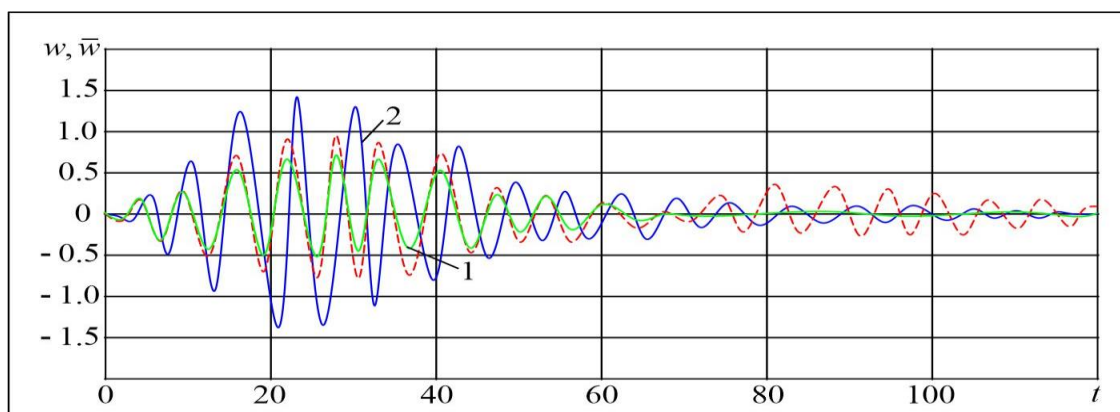
$$\frac{d^4 \varphi_n(x)}{dx^4} - \frac{\rho S \omega^2}{E_0 I} \varphi_n(x) = 0,$$

Ечим қаторнинг биринчи ҳади учун ёзилса, у қўйидагича бўлади:

$$W_1 \approx \frac{F_1 l^4}{E_0 I \eta^4} \left[1 - \frac{\eta^4}{\eta_1^4} - \frac{\psi_1(\eta / \eta_1)^4}{1 - \psi_1(\eta / \eta_1)^4 \Gamma_k} \right], \eta = (\rho S \omega^2 l^4 / E_0 I)^{1/4},$$

$$\eta_k = (\rho S \omega_k^2 l^4 / E_0 I)^{1/4}$$

Натижалар қўйидаги ўлчамсиз параметрлар учун олинган: $\bar{E} = 14; \eta = 1.0$
 $R_k(t) = A e^{-\beta t} / t^{1-\alpha}, A = 0,048; \beta = 0,05; \alpha = 0,10$. Олинган сонли натижалар 8-расмда келтирилган



8-расм. Сўндиргичли балканинг кўчишлари.

1 та сўндиргичли балка (кўк чизик(2)), 2 та сўндиргичли балка (яшил чизик(1)), 3 та сўндиргичли балка (кизил чизик)

Балканинг тебранишларини сўндиришда иккита симметрик жойлашган бир массали сўндиргичларнинг самарали эканлиги топилган.

ХУЛОСА

“Электрон конструкциялар элементларини вибрацион юкланишдан ҳимоялашнинг хусусиятлари” мавзусидаги диссертация ишидан олинган натижалар асосида қўйидаги хулосаларга келинди:

1. Экинлик даражаси чекли (ёки чексиз) бўлган қовушоқ - эластик механик системаларда вибрацион юкланиш таъсирида ҳосил бўладиган

резонанс ҳодисасини ва тебранишларнинг турғунлигини ўрганиш масалалари математик қўйилди, ечиш методикаси ва алгоритми ишлаб чиқилган.

2. Тебраниш жараёнида резонанс ҳодисаларини бошқариш энергия диссипацияси орқали амалга ошириш мумкинлиги асосланган. Энергия диссипацияси диссипатив бир жинсли ва бир жинсли бўлмаган механик системалар учун тубдан фарқ қилиши топилган.

3. Агар механик система элементлари релаксация ядроларининг амплитудаси 0.99 га ортиб борса ечимнинг турғунлиги бузилмаслиги аниқланди.

4. Эркинлик даражаси чекли бўлган механик системанинг параметрик ва оддий резонанс ҳолатлари ўрганилган. Бундай механик системалар учун комбинацион резонанс соҳалари мавжуд бўлиши топилган.

5. Амортизатор блоки (пластинка) материалининг қовушқоқлигини ҳисобга олиш амплитудаларни 15% дан 20% гача камайтириш имконини берган. Шунингдек, полимер амортизаторлардан фойдаланиш система тебраниш амплитудасини 30% гача камайтириши топилган.

6. Назарий ва экспериментал натижалар таҳлили ҳисоблаш ва экспериментнинг қониқарли яқинлашувини кўрсатди: частоталарда хатолик 15% дан, амплитуда еса 28% дан ошмаслиги топилди.

7. Юқоридаги тадқиқотлар асосида объектнинг эркин тебранишлар частотаси вибрацион юкланиш частотасига яқин бўлганда динамик сўндиргичлар тор частота диапазонидаги тебранишларни самарали равишда камайтириши топилди. Уларнинг самарадорлиги кўп жиҳатдан сўндиргичларнинг жойлашишига ва релаксация ядроси амплитудасининг катталигига боғлиқ бўлиши аниқланди.

**НАУЧНЫЙ СОВЕТ PhD.03/27.02.2021.FM.101.02 ПО ПРИСУЖДЕНИЮ
УЧЁНЫХ СТЕПЕНЕЙ ПРИ БУХАРСКОМ ИНЖЕНЕРНО-
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОМ ИНСТИТУТЕ**

ТАШКЕНТСКИЙ ХИМИКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

АБЛОКУЛОВ ШЕРЗОДЖОН ЗОКИР УГЛИ

**ОСОБЕННОСТИ ЗАЩИТЫ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ
ЭЛЕКТРОННОЙ АППАРАТУРЫ ОТ ВИБРАЦИОННЫХ НАГРУЗОК**

01.02.01-Теоретическая механика

**АВТОРЕФЕРАТ ДИССЕРТАЦИИ ДОКТОРА ФИЛОСОФИИ (PhD)
ПО ФИЗИКО - МАТЕМАТИЧЕСКИМ НАУКАМ**

Бухара – 2023

Тема диссертации доктора философии (PhD) по физико-математическим наукам зарегистрирована в Высшей Аттестационной комиссии при Кабинете Министров Республики Узбекистан за № В2020.4.PhD/FM542.

Диссертация выполнена в Ташкентском химико-технологическом институте.

Автореферат диссертации на трех языках (узбекском, русском, английском (резюме)) размещен на веб-странице Бухарского инженерно-технологического института (www.buxmti.uz) и на Информационно образовательном портале "ZiyoNet" (www.ziynet.uz)

Научный руководитель: Тешаев Мухсин Худойбердиевич
доктор физико-математических наук (DSc), доцент

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

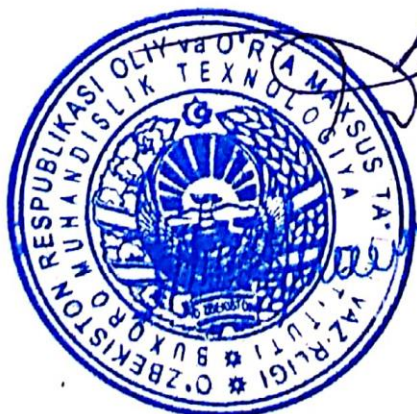
Хусанов Кахрамон
кандидит физико-математических наук, доцент

Ведущая организация: Ташкентский государственный транспортный университет

Защита диссертации состоится «11» февраля 2023 г. в «10:00» часов на заседании Научного совета Phd.03/27.02.2021.FM.101.02 при Бухарском инженерно-технологическом институте по адресу: 200100, г.Бухара, ул. К. Муртазаев, 15. Тел.: (+99865) 223-78-84; факс: (+99865) 223-79-72, e-mail: bmti_info@edu.uz.

Диссертацией можно ознакомиться в Информационно-ресурсном центре Бухарского инженерно-технологического института (зарегистрирована за № 410.). (Адрес:Бухарская область, 200100, г. Бухара, ул. К. Муртазаева, 15. Тел.: (+99895) 604-44-70).

Автореферат диссертации разослан «18» января 2023 года.
(протокол рассылки №5 от «19» декабря 2022 г.)



Н.Н. Садуллаев
Председатель научного совета по
присуждению ученых степеней, д.т.н.,
профессор

З.И. Болтаев
Ученый секретарь научного совета по
присуждению ученых степеней, д.ф.ф.-
м.н., (DSc)

М.З. Шарипов
Председатель научного семинара при
научном совете по присуждению ученых
степеней, д.ф.ф.-м.н., профессор

ВВЕДЕНИЕ (аннотация диссертации доктора философии (PhD))

Актуальность и востребованность темы диссертации. В мире одной из важнейших проблем в области летательных аппаратов являются повышенные требования к защите радиоэлектронных устройств (РЭУ) от вибрационных нагрузок и обеспечение стабильной работы РЭУ, что придает особое значение проведению научных исследований в этом направлении. В настоящее время в развитых зарубежных странах, включая США, Францию, Японию, Италию, Россию, Китай, Турцию и многие другие страны, важно защищать электронные конструктивные элементы от вибрационных нагрузок с учетом вязкостных характеристик материалов, а также активно защищать конструкции РЭУ, состоящие из полимерных элементов от вибраций. В связи с этим особое внимание уделяется разработке надежных методов расчета, учитывающих реологические характеристики материалов при оценке резонансных явлений, происходящих в радиоэлектронных устройствах.

В мире существуют различные теории, модели и методы расчета, которые учитывают снижение воздействия динамических нагрузок. На основе таких моделей проводятся масштабные научные исследования, направленные на создание машин и аппаратов нового поколения, а также совершенствование существующих. В этом направлении, включающем исследование диссипативных свойств колебательных процессов, определение областей интенсивности затухания энергии при исследовании динамического состояния механических систем с учетом спектральных изменений, которые происходят в механической системе в зависимости от реологических свойств и геометрических размеров материалов являются актуальными задачами.

В нашей Республике реализуется широкий комплекс мер по повышению прочности и эффективности материалов, используемых в области самолетостроения, и обеспечению их безопасности. В Указе Президента Республики Узбекистан от 29 октября 2020 года "Об утверждении концепции развития науки до 2030 года", в том числе "...широкое использование научного и инновационного потенциала, определение приоритетов для регулярного реформирования науки в будущем, подготовка высококвалифицированных кадров с современными знаниями и независимым мышлением..."¹ функции определены. При реализации этих задач важно разработать и развить методику определения особенностей защиты электронных конструктивных элементов от вибрационных нагрузок.

Данное диссертационное исследование в определенной степени служит выполнению задач, отраженных в Указе Президента Республики Узбекистан от 28 января 2022 года ПФ-60 "О стратегии развития Нового Узбекистана на 2022-2026 годы", Указе Президента Республики Узбекистан от 30 июля 2020 года ПК-4794 "О мерах по коренному совершенствованию системы обеспечения сейсмической безопасности населения и территория Республики Узбекистан" и Постановлении Кабинета Министров Республики Узбекистан

¹ Указ Президента Республики Узбекистан ПФ-6097 от 29 октября 2020 года "Об утверждении концепции развития науки до 2030 года"

от 26 августа 2020 года № 515 "О дальнейшем совершенствовании государственной системы Республики Узбекистан по предупреждению чрезвычайных ситуаций и действиям в таких ситуациях", а также реализации задач, поставленных в нормативных правовых документах, связанной с этой деятельностью.

Соответствие исследования приоритетным направлениям развития науки и технологий. Данное исследование выполнено в соответствии с приоритетным направлением развития науки и технологий Республики Узбекистан IV. «Математика, механика, сейсמודинамика конструкций и информатика» и XIV. «Сейсмология, сейсмическая безопасность зданий и сооружений и строительство».

Степень изученности проблемы. По проблеме защиты электронных конструктивных элементов от вибрационных нагрузок, научные исследования были проведены многими известными зарубежными учеными, такие как Ильюшин А.А., Майборода В.П., Трояновский И.Е., Победра Б.Е., Гузь А.Н., Артоболевский И.И., Фролов К.В., Ганиев Р.Ф., Генкин М.Д., Венц В.Л., Вулфсон И.И., Пановко Я.Г., Колесников К.С., Левицкий Н.И., Серёгин С.В., Павленко И.Д., Дышко А.Л., Андреев Л.В., Жигалько Ю.П., Лейзерович Г.С., Таранхуна Н.А., Амиро И.Я., Лиходед А.И., Сноудон Ж.С., Ден-Гартог Ж.П., Тимошенко С.П., Avrelmov K.V., Chen R., Lee T.H., Lew R.S., Mallon N.J., Trotsenko Yu.V. и другими. Учеными нашей Республики как Рахматулин Х.А., Азизов А.Г., Уразбаев М.Т., Ширинкулов Т.Ш., Кабулов В.К., Рашидов Т.Р., Мубораков Ё.Н., Мардонов Б.М., Алимухаммедов Ш., Султонов К.С., Маматкулов Ш.М., Мирсаидов М.М., Бадалов Ф.Б., Хожметов Г.Х., Ишанходжаев А.А., Мавлонов Т.М., Абдусаторов А., Сафаров И.И., Худаиназаров Х., Эшматов Х., Юлдашев Ш.С., Тешаев М.Х. и другие провели научный анализ и сравнительный обзор некоторых проблем виброзащиты элементов машин.

В настоящее время существует ряд проблем, связанных с динамикой диссипативных механических систем (диссипативных однородных и неоднородных), решение которых позволяет создавать новые грани колебаний и проблемы защиты от вибраций. Создание надежных методов и алгоритмов позволяет решать многие задачи прочности и устойчивости, возникающие при воздействии динамических нагрузок в машиностроении, авиастроении и наземном транспорте.

Связь темы диссертации с планом научно-исследовательских работ учреждения, где выполнена диссертация.

Диссертационное исследование выполнено в соответствии с планом научно-исследовательских работ Ташкентского химико-технологического института на 2016-2020 годы и в рамках фундаментального научно-технического проекта № ОТ-Ф4-01 "Развитие теории и разработка методов изучения нелинейных динамических напряженно-деформационных состояний композитных многослойных композитных труб, протекающих вязкой жидкостью, под воздействием температурных и динамических нагрузок".

Целью исследования является разработка методики и алгоритма аналитического и численного исследования защиты элементов конструкций электронных аппаратов от вибрационных нагрузок, а также анализ численных результатов.

Задачи исследования:

разработка математической постановки, методик и алгоритмов решения задач нахождения динамического состояния под действием вибрационных нагрузок диссипативно неоднородных (или однородных) механических систем с конечным (или бесконечным) числом степенями свободы, состоящих из твердых (деформируемых и недеформируемых) тел;

получение трансцендентных частотных уравнений с комплексными параметрами для сравнительной оценки изменения частот свободных колебаний (действительных и мнимых частей) элементов вязкоупругих механических систем в зависимости от геометрических и физико-механических параметров;

систематический анализ состояния резонанса (вынужденных колебаний), возникающего под действием вибрационной нагрузки в зависимости от диссипации энергии диссипативно-неоднородных (или однородных) механических систем;

исследование и оценка устойчивости колебательного процесса элементов вязкоупругих механических систем в зависимости от параметров.

В качестве **объекта исследования** приняты тонкие оболочки, установленные на вязкоупругих опорах, прикрепленные сосредоточенные массы, деформируемые элементы (пружины).

Предметом исследования являются математические модели и методы решения задач динамики механических систем, состоящих из тел с присоединенной точечной массой и алгоритмы, основанные на сложной арифметике.

Методы исследования. В процессе исследования использовались методы теоретической механики (принцип возможных перемещений), замораживания, разделения переменных, методы Гаусса, Лапласа и Мюллера.

Научная новизна исследования состоит в следующем:

для сравнительной оценки изменения частот свободных колебаний элементов вязкоупругой механической системы в зависимости от геометрических и физико-механических параметров были получены комплексные параметрические трансцендентные уравнения частот путем поиска решения дифференциальных уравнений в гармонической форме;

разработан метод системного анализа возникновения состояния резонанса, зависящего от диссипации энергии механической системы под воздействием вибрационной нагрузки диссипативно-неоднородных механических систем с конечной степенью свободы, путем применения полимерных амортизаторов достигнуто снижение амплитуды колебаний системы до 30%;

впервые обнаружено, что гашение резонансных амплитуд под воздействием вибрационной нагрузки диссипативно- неоднородных механических систем с конечной степенью свободы зависит от количества динамических гасителей и координат их установки;

разработаны методика и алгоритм гашения резонансных колебаний в механической системе, где сосредоточенные массы связаны друг с другом через безмассовые элементы, за счет учета диссипативных свойств элементов.

Практические результаты исследования заключаются в следующем:

разработанная методика и алгоритм позволяют в несколько раз уменьшить резонансное состояние, создаваемое в диссипативной механической системе под действием вибрационных нагрузок;

интенсивность энергии в диссипативно- неоднородных механических системах позволила оценить амплитуду колебаний элементов механической системы по глобальному коэффициенту затухания в зависимости от физико - механических параметров;

разработана методика определения областей устойчивости диссипативных (вязкоупругих, состоящих из сосредоточенных массивных и безмассовых деформируемых элементов) механических систем в зависимости от параметров вибрации.

Достоверность результатов исследования обусловлена корректной постановкой граничных условий, строгостью приведенных математических выражений, систематическим использованием обоснованных методов решения, сопоставлением полученных результатов с решениями других исследователей и совпадением их результатов а также внедрением их на практику.

Теоретическая и практическая значимость результатов исследования.

Научная значимость результатов исследования состоит в том, что они вносят значительный вклад в развитие и совершенствование теории активного управления энергией вязкоупругих механических систем, состоящих из тонких пластин с присоединенными точечными массами.

Практическая значимость результатов исследования объясняется тем, что разработана методика и алгоритм определения и оптимизации характеристик затухания колебаний всей системы радиоэлектронных устройств (резонансного состояния).

Внедрение результатов исследования. Научные результаты, полученные в исследовательской работе на основе методов расчета и алгоритму разработки теории защиты элементов электронных конструкций от вибрационных нагрузок:

из методов расчета и методов, разработанных в диссертации, для снижения вибраций или колебаний, создаваемых движущей силой в конструкциях использованы в фундаментальном проекте ОТ-Ф4-01 "Разитие теории и разработка методов изучения нелинейных динамических напряженно-деформационных состояний композитных многослойных

композитных труб, протекающих вязкой жидкостью, под воздействием температурных и динамических нагрузок” выволненных в 2016-2020 годах в рамках Государственной научно технической программы в Ташкентском химико-технологическом институте (Справка № 1/01-2739 от 14 ноября 2022 года). В результате появилась возможность предварительной оценки резонансных процессов, происходящих в диссипативных однородных или неоднородных системах, работающих под нагрузкой, а также выбора подходящего материала;

при нахождении решений систем интегро-дифференциальных уравнений с использованием классических ядер использовано в выполнении фундаментального проекта ОТ-Ф4-02 “Термодинамика моделей математической физики с бесконечным набором состояний” выполненного в 2017-2020 годах в Бухарском государственном университете (Справка № 04-04/01-2437 от 7 декабря 2022 года). В результате было установлено, что разница между найденным аналитическим решением и решениями, полученными с использованием методики, разработанной в диссертации, не превышает 15%.

Апробация результатов исследования. Результаты данного исследования были обсуждены и одобрены на международных, республиканских конференциях, в том числе на 3 международных и 6 республиканских научно-практических конференциях.

Опубликованность результатов исследования. Всего по теме диссертации опубликовано 18 научных работ, в том числе 6 статей в научных изданиях, рекомендованных Высшей аттестационной комиссией Республики Узбекистан к публикации основных научных результатов диссертаций доктора философии (PhD), из которых 1 в республиканском и 5 статьи в международных журналах.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка использованной литературы и приложений. Общий объем диссертации составляет 113 страниц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ

Во вводной части обоснована актуальность и необходимость диссертационного исследования, сформулированы цель и задачи исследования, объект и предмет. Продемонстрировано соответствие исследования приоритетным направлениям развития науки и технологий Республики Узбекистан, изложены научная новизна и практические результаты исследования. Обоснована достоверность полученных результатов, освещена научная и практическая значимость исследований. Приведены сведения о внедренности результатов исследования, апробации работы, опубликованных работах, структуре и объеме диссертации.

В первой главе диссертации, озаглавленной **“Обзор работ по динамическому гашению вибрационных воздействий”**, приведен анализ литературы, посвященной исследованию свободных и вынужденных

колебаний механических систем, состоящих из сосредоточенных массивных (или безмассовых) элементов. Основное внимание было уделено анализу литературы, посвященной изучению колебаний механической системы, состоящей из безмассового деформируемого элемента и элементами с сосредоточенными массами с конечными и бесконечными числами степенями свободы, а также устойчивости ее движения. Уравнения движения механической системы получены на основе дифференциальных уравнений Лагранжа 2-го рода и вариационного принципа Эйлера-Лагранжа. Обосновано, что в механической системе, в которой сосредоточенные элементы связаны друг с другом при помощи безмассовых элементов, не решена задача разработки единой методики и алгоритма изучения динамических свойств элементов с учетом диссипативных свойств деформируемых элементов. На основе анализа литературы сделаны выводы. На основании этих выводов определена цель диссертационной работы и поставлены задачи в соответствии с этой целью.

Во второй главе диссертации, озаглавленной **«Динамическое гашение колебаний механической системы с конечным числом степеней свободы»**, представлены математические постановки задач и методы их решения (рис.1). Предполагается, что защищаемое устройство установлено на опоре. Амортизатор устанавливается между основанием и устройством. Основная цель состоит в том, чтобы уменьшить передачу вибраций устройству, если основание вибрирует, и наоборот, не передавать вибрации на основание, если устройство вибрируется. Жесткость деформируемого элемента (безмассового) представляет собой отношение в виде следующего оператора:

$$\tilde{c}_k [f(t)] = c_{0k} \left[f(t) - \int_0^t R_{ck}(t-\tau) f(\tau) d\tau \right], \quad \tilde{E}_k [f(t)] = E_{0k} \left[f(t) - \int_0^t R_{Ek}(t-\tau) f(\tau) d\tau \right], \quad (1)$$

где c_{0k}, E_{0k} – мгновенные модули жесткости и упругости, $R_{ck}(t-\tau), R_{Ek}(t-\tau)$ – ядра релаксации, $f(\tau)$ – произвольные функции времени. Если использовать соотношение (1) и уравнения Лагранжа второго рода, то получается дифференциальное уравнение диссипативной механической системы, имеющей конечное число степеней свободы вида

$$[M] \{ \ddot{X} \} + [C] (\{ X \} - \int_0^t [R(t-\tau)] \{ X(\tau) \} d\tau) = \{ f(t) \}, \quad (2)$$

где $\{ X \} = \{ x_1, x_2, x_3, \dots, x_n \}^T$, $[M]$ – положительно-определенная квадратичная матрица, $[C]$ – квадратичная матрица, представляющая коэффициент затухания, $[K]$ – матрица жесткости, $[R(t-\tau)]$ – квадратичная матрица, представляющая вязкость, $\{ f \}$ – вектор внешней силы.

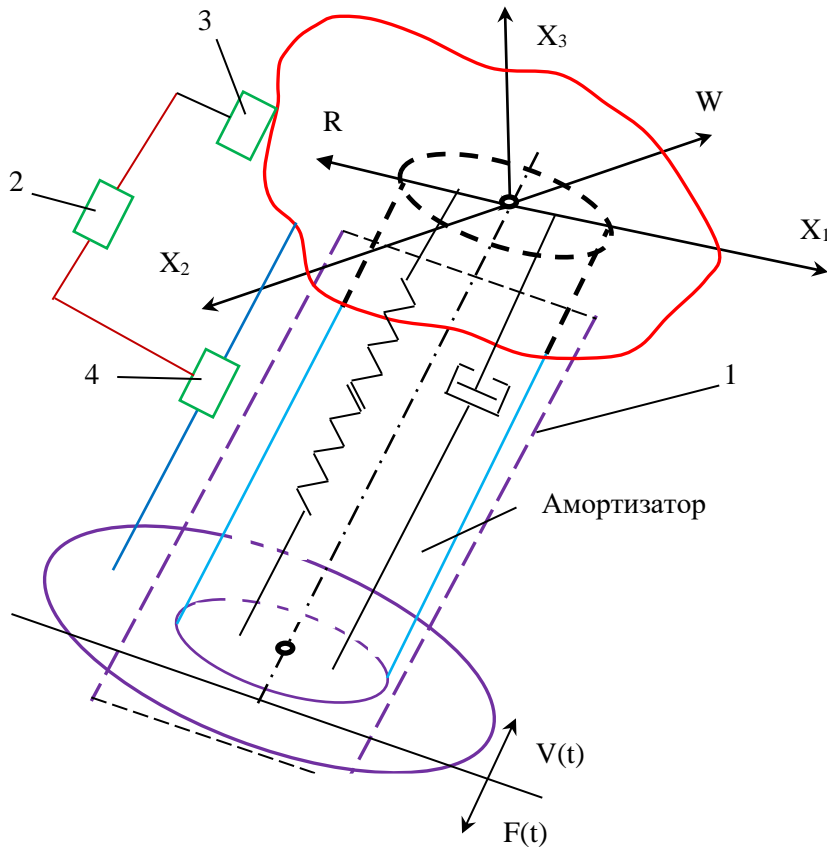


Рис 1. Расчетная схема

1- блок системы пассивной виброзащиты (СПВ); 2,3,4-активная часть (2- устройство преобразования сигнала; 3- исполнительное устройство; 4- датчики измерения); $V(t)$ - закон перемещений основания

Если внешняя сила не действует, т.е., $\{f\} = 0$, то исследуется задача свободных колебаний, описываемая уравнением (1). Если $\{f\} \neq 0$, то исследуется задача вынужденных колебаний.

Далее используя метод “замораживания”, отношение (1) приведем к виду:

$$\begin{aligned} \bar{c}_\kappa f(t) &= c_{0\kappa} [1 - \Gamma_{ck}^C(\omega_R) - i\Gamma_{ck}^S(\omega_R)] f(t), \\ \bar{E}_\kappa f(t) &= E_{0\kappa} [1 - \Gamma_{Ek}^C(\omega_R) - i\Gamma_{Ek}^S(\omega_R)] f(t), \end{aligned} \quad (3)$$

где

$$\begin{aligned} \Gamma_{ck}^C(\omega_R) &= \int_0^\infty R_{ck}(\tau) \cos \omega_R \tau d\tau, \quad \Gamma_{Ek}^C(\omega_R) = \int_0^\infty R_{Ek}(\tau) \cos \omega_R \tau d\tau, \\ \Gamma_{ck}^S(\omega_R) &= \int_0^\infty R_{ck}(\tau) \sin \omega_R \tau d\tau, \quad \Gamma_{Ek}^S(\omega_R) = \int_0^\infty R_{Ek}(\tau) \sin \omega_R \tau d\tau, \end{aligned}$$

соответственно, косинуса и синуса изображения Фурье ядра релаксации, ω_R - действительная величина. При расчетах использовалось трех параметрическое

ядро релаксации Колтунова-Ржаницына: $R_k(t) = A_k e^{-\beta_k t} / t^{1-\alpha_k}$. Тогда уравнение (2) сводится к следующему дифференциальному уравнению с комплексными коэффициентами:

$$[M] \{ \ddot{X} \} + [C(1 - \Gamma_k(\omega_R))] \{ X \} = \{ f(t) \}, \quad (4)$$

где $\Gamma_{km} = 1 - \Gamma_{km}^c - i\Gamma_{km}^s$, $m = c_k, E_k$.

При $\{f\} = 0$ решение уравнения (4) ищем в виде,

$$\{ X(t) \} = \{ W \} e^{i\omega t}, \quad (5)$$

где $\omega = \omega_R + i\omega_I$ – комплексное число, W – комплексная числовая матрица – столбец. Характеристическое уравнение будет выглядеть так

$$\det[-[M]\omega^2 + [C_k(1 - \Gamma_k(\omega_R))]] = 0. \quad (6)$$

Существует метод динамических гасителей для защиты механической системы от вибрационной нагрузки. Предположим, что механическая система без динамического гасителя имеет частоту ω_1 и ω_2 , и пусть $\omega_1^2 : \omega_2^2 = 1 : n$. На защищаемое от вибраций устройство установлены k динамических гасителей как по перемещению, так и по вращению. Тогда система будет иметь $2(k+1)$ резонансные частоты $\omega_1', \omega_2', \dots, \omega_e', \dots, \omega_{2(k+1)}'$. В качестве примера рассмотрим следующее:

Частота ω_1 называется оптимальной, если уместно соотношение:

$$M = \max \min | \omega_1 - \omega_e' | \quad (e = 1, 2, \dots, 2(k+1)) \quad (7)$$

Тогда резонансное значение частоты будет максимально передвинуто от резонансной частоты (рис.2).

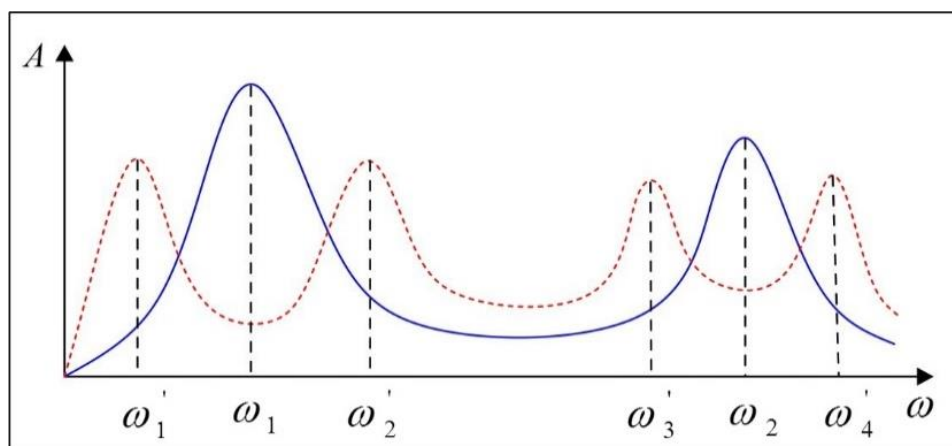


Рис. 2. Зависимость между амплитудой и частотой механической системы с двумя степенями свободы

Пусть на механическую систему с двумя степенями свободы подвешены k динамические гасители (рис.3). Рассмотрим динамический процесс, который происходит в механической системе под действием динамических гасителей. Расчетная схема механической системы представлена на рис. 3. И пусть на

механическую систему действуют вынужденная гармоническая сила $F_0 e^{i\omega t}$ и момент $M_0 e^{i\omega t}$, здесь ω - частота вынужденных колебаний. Учитываются только перемещение по оси z и угол вращения φ твердого тела относительно оси, перпендикулярной плоскости рисунка. Положение динамических гасителей определяется координатами z_s ($s = 1, \dots, k$)

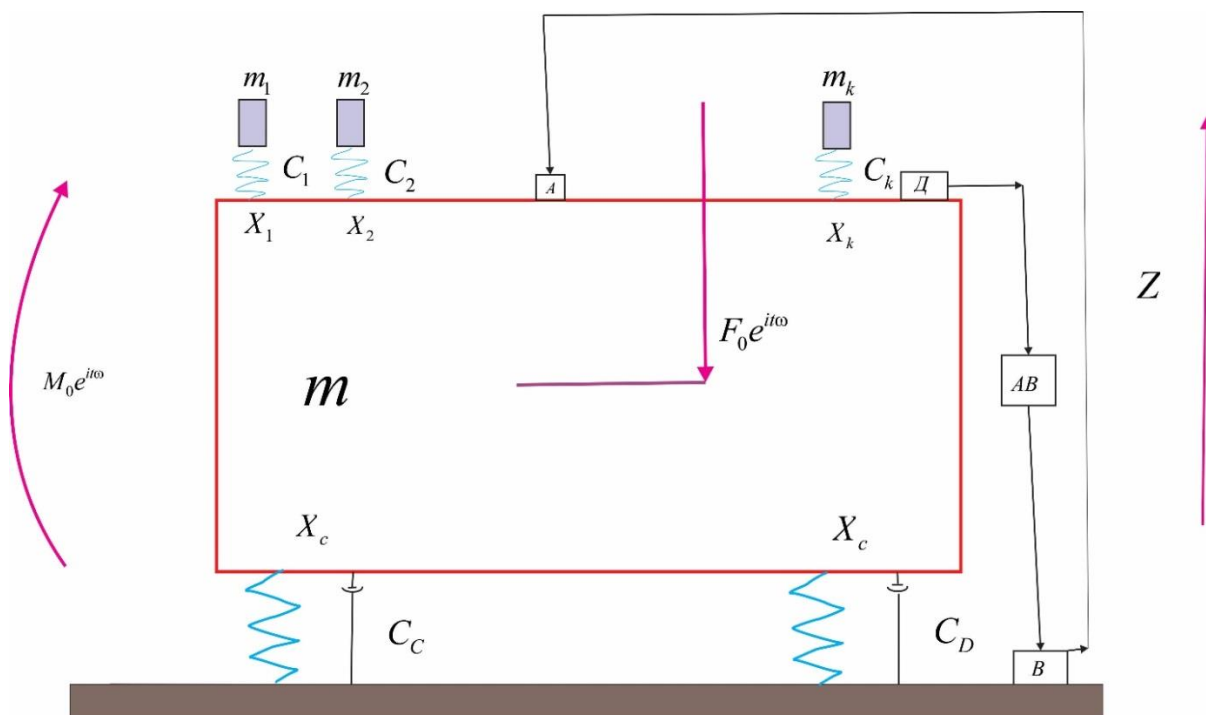


Рис. 3. Механическая система с двумя степенями свободы, с динамическими гасителями

Дифференциальные уравнения движения механической системы выглядят следующим образом:

$$\begin{cases}
 m \ddot{z} + c_c (z + x_c \varphi) + c_d (z + x_d \varphi) + \sum_{s=1}^k c_s [(z + x_s \varphi) - z_s] + \\
 + h_c (\dot{z} + x_c \dot{\varphi}) + h_d (\dot{z} + x_d \dot{\varphi}) + \sum_{s=1}^k h_s [(\dot{z} + x_s \dot{\varphi}) - \dot{z}_s] = F_0 e^{i\omega t}, \\
 m R^2 \ddot{\varphi} + x_c c_c (z + x_c \varphi) + x_d c_d (z + x_d \varphi) + \sum_{s=1}^k x_s c_s [(z + x_s \varphi) - z_s] + \\
 + \sum_{s=1}^k k_s (\varphi - \varphi_s) + h_c x_c (\dot{z} + x_c \dot{\varphi}) + h_d x_d (\dot{z} + x_d \dot{\varphi}) + \\
 + \sum_{s=1}^k r_s (\varphi - \varphi_s) + \sum_{s=1}^k h_s x_s [(\dot{z} + x_s \dot{\varphi}) - \dot{z}_s] = (M_0 + F_0 a^{i\omega t}), \\
 m_s \ddot{z}_s + c_s [z_s - (z + x_s \varphi)] + h_s [\dot{z}_s - (\dot{z} + x_s \dot{\varphi})] = 0, \\
 m_s R_s^2 \ddot{\varphi}_s + k_s (\varphi_s - \varphi) + r_s (\dot{\varphi}_s - \dot{\varphi}) + c_s x_s [z_s - (z + x_s \varphi)] + \\
 + x_s h_s [\dot{z}_s - (\dot{z} + x_s \dot{\varphi})] = 0, (s = 1, 2, \dots, k),
 \end{cases} \quad (8)$$

Здесь x_c, x_d - координаты опор; x_1, x_2, \dots, x_k - координаты установленных гасителей; m - масса основного тела; m_1, m_2, \dots, m_k - массы гасителей; c_c, c_d, c_s - коэффициенты жесткости амортизаторов, h_c, h_d, h_s - опорные сопротивления. Решение системы обыкновенных дифференциальных уравнений (8) ищем в следующем виде:

$$z = Ze^{i\omega t}, z_s = Z_s e^{i\omega t}, \varphi = \phi e^{i\omega t}, \varphi_s = \phi_s e^{i\omega t}. \quad (9)$$

Если подставить (9) в (8), то получим систему алгебраических уравнений с комплексными коэффициентами относительно переменных

$Z, \phi, Z_s, \phi_s (s = 1, 2, \dots, k)$:

$$\left\{ \begin{array}{l} Z \left[(-m\omega^2 + c_c + c_d + \sum c_s) + i\omega(h_c + h_d + \sum h_s) \right] + \\ + \phi \left[(c_c x_c + c_d x_d + \sum c_s x_s) + i\omega(h_c x_c + h_d x_d + \sum h_s x_s) \right] - \\ - \sum (c_s + i\omega h_s) Z_s = F_0 \\ Z \left[(c_c x_c + c_d x_d + \sum c_s x_s) + i\omega(h_c x_c + h_d x_d + \sum h_s x_s) \right] + \\ + \phi \left[(-mR^2 \omega^2 + c_c x_c^2 + c_d x_d^2 + \sum (k_s + c_s x_s^2)) + \right. \\ \left. + i\omega(h_c x_c^2 + h_d x_d^2 + \sum (r_s + h_s x_s^2)) \right] - \\ - \left[(c_s x_s + i\omega h_s x_s) Z_s - \sum (k_s + i\omega r_s) \phi_s \right] = M_0 + F_0 a \\ Z(c_s + i\omega h_s) + \phi(c_s x_s + i\omega h_s x_s) - Z_s(-m_s \omega^2 + c_s + i\omega h_s) = 0 \\ Z(c_s x_s + i\omega h_s x_s) + \phi(k_s + c_s x_s^2 + i\omega(r_s + h_s x_s^2)) - \\ - Z_s(c_s x_s + i\omega h_s x_s) - \phi_s(k_s + i\omega r_s - m_s R_s^2 \omega^2) = 0 \end{array} \right. \quad (10)$$

Анализ полученных численных результатов представлен на рис. 4.

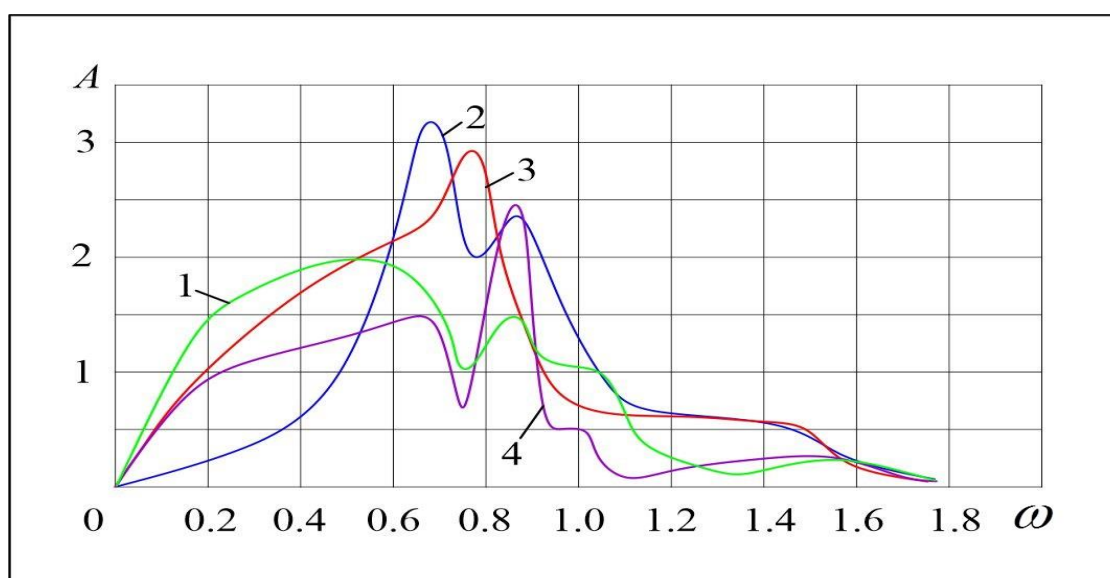


Рис. 4. Амплитудно - частотная зависимость центра масс основного устройства: 1. $n=2$; 2. $n=0$; 3. $n=1$; 4. $n=3$

Амплитудно-частотная зависимость центра масс основного устройства приведена на рис. 4 (1. $n=2$; 2. $n=0$; 3. $n=1$; 4. $n=3$). Из рис.4 видно, что с

увеличением количества масс амплитуда перемещений основания снижается. В качестве следующего примера рассмотрим задачу гашения колебаний лап энергетических машин с помощью динамических гасителей. Дифференциальные уравнения движения механической системы получены на основе принципа Даламбера. Для практических расчетов была принята упрощенная система уравнений, учитывающая только три степени свободы. Определены амплитудно-частотные характеристики основного тела. Было обнаружено, что двухмассовый гаситель на 10-15% более эффективнее чем одномассовый. Чисеннке результаты приведены на рис. 5.

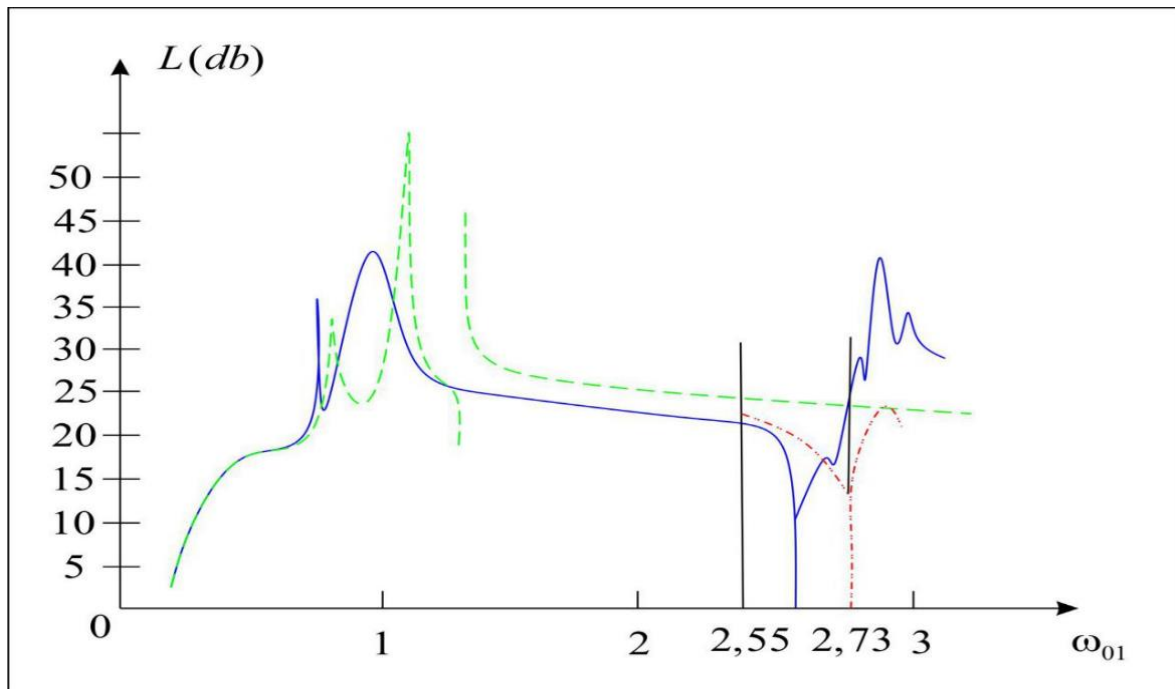


Рис. 5. Амплитудно – частотные характеристики механической системы с тремя степенями свободы (пунктир-без гасителя, сплошная линия - с гасителем)

Из рис.5 можно видеть преимущество двухмассового гасителя чем одномассового. Таким образом, разработана методика и алгоритм нахождения интервалов эффективной работы гасителей, установленных на вязко-упругих амортизаторах.

В третьей главе диссертации, озаглавленной **«О возбуждении колебаний тела, подвешенного на вязко - упругих амортизаторах»**, рассмотрены резонансные состояния, возникающие при плоско - параллельном движении электродинамического стенда стола, подвешенного на вязко-упругих амортизаторах, имеющего ось симметрии. Расчетная схема приведена на рис. 6. Пусть нелинейные колебания вибростендов вокруг положения равновесия приняты малыми. Тогда дифференциальные уравнения движения электродинамического стенда, имеющего ось симметрии и подвешенного к упругим амортизаторам, выглядит следующим образом:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial^2 x}{\partial t^2} + \lambda_{11}^2 \left[x - \int_{-\infty}^t R_{1x}^c(t-s)x(s)ds \right] + \lambda_{12}^2 \left[\varphi - \int_{-\infty}^t R_{10\varphi}^c(t-s)\varphi(s)ds \right] = \\ & = \mu\phi_1(x, y, \varphi, y^2, \varphi^2, xy, \int_{-\infty}^t R_{12y}^c(t-s)y^2(s)ds, \\ & \int_{-\infty}^t R_{13\varphi}^c(t-s)\varphi^2(s)ds, \int_{-\infty}^t R_{11xy}^s(t-s)x(s)y(s)ds, \int_{-\infty}^t R_{13y\varphi}^s(t-s)y(s)\varphi(s)ds) \end{aligned}$$

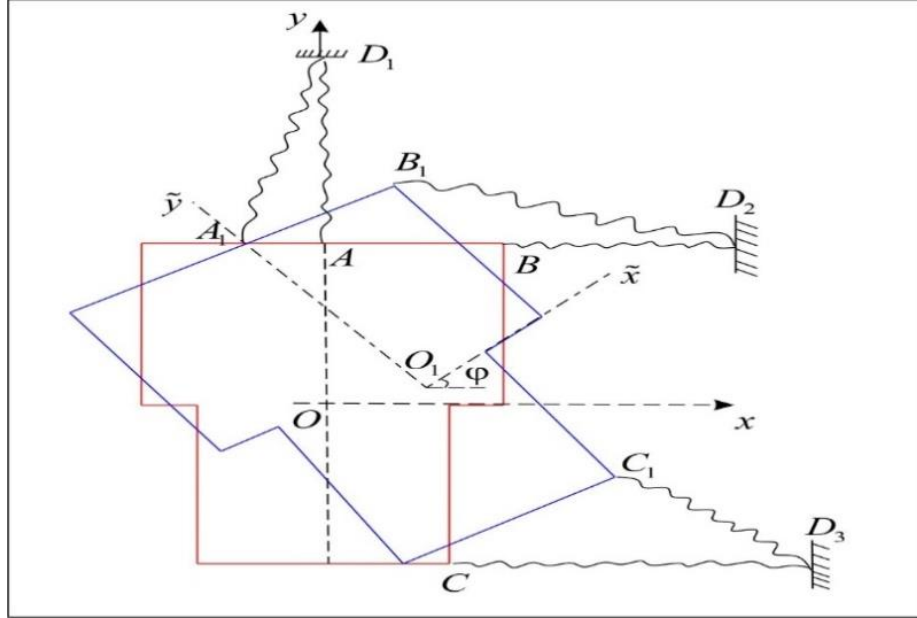


Рис. 6: Электродинамический стенд с осью симметрии, подвешенный на вязкоупругих амортизаторах

$$\begin{aligned} & \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \lambda_{21}^2 \left[y - \int_{-\infty}^t R_{1x}^c(t-s)y(s)ds \right] y = \\ & = F_y(t) + \mu\phi_2(x, y, \varphi, y^2, \varphi^2, xy, \int_{-\infty}^t R_{21x}^c(t-s)x^2(s)ds, \\ & \int_{-\infty}^t R_{23\varphi}^c(t-s)\varphi^2(s)ds, \int_{-\infty}^t R_{22xy}^s(t-s)xy(s)ds, \int_{-\infty}^t R_{24x\varphi}^s(t-s)x(s)\varphi(s)ds) \\ & \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} + \lambda_{31}^2 \left[\varphi - \int_{-\infty}^t R_{3\varphi}^c(t-s)\varphi(s)ds \right] + \lambda_{32}^2 \left[x - \int_{-\infty}^t R_{30x}^c(t-s)x(s)ds \right] = \\ & = \mu\phi_2(x, y, \varphi, y^2, \varphi^2, xy, \int_{-\infty}^t R_{32y}^c(t-s)y^2(s)ds, \\ & \int_{-\infty}^t R_{33\varphi}^c(t-s)\varphi^2(s)ds, \int_{-\infty}^t R_{31xy}^s(t-s)x(s)y(s)ds, \\ & \int_{-\infty}^t R_{32x\varphi}^s(t-s)x(s)\varphi(s)ds, \int_{-\infty}^t R_{34y\varphi}^s(t-s)y(s)\varphi(s)ds, M(x\ddot{y} + y\ddot{x})) \end{aligned} \quad (11)$$

Если в уравнениях (11) не будут учтены нелинейные члены, то с помощью методов, представленных в предыдущей главе, можно будет решить и найти резонансные частоты, а также построить амплитудно-частотные

характеристики. Это можно рассматривать в нескольких частных случаях. Например, если $x = \varphi = 0$, $y = qe^{i\omega t}$, то из (11) амплитуда перемещения q и угол вращения φ определяется так:

$$q = \frac{q_{ct}}{\sqrt{\lambda_{21}^2 \left(-\frac{p^2}{\omega^2} + 1 - \Gamma_c\right)^2 + \Gamma_s^2}}, \quad \text{tg } \varphi = \frac{\Gamma_s / \lambda_{21}}{\frac{p^2}{\omega^2} - 1 + \Gamma_c},$$

где $\Gamma^c = \int_0^\infty R(\tau) \cos p\tau d\tau$, $\Gamma^s = \int_0^\infty R(\tau) \sin p\tau d\tau$ - косинус и синус преобразования

Фурье ядер релаксации.

При рассмотрении связанных колебаний учитывая в системе (11) нелинейные члены решается задача построения приближенного решения. В первом приближении получаем следующую систему дифференциальных уравнений первого порядка

$$\left\{ \begin{array}{l} i\omega \frac{dP_1}{dt} = -\mu \left\{ \left[\omega\varepsilon_1 + \frac{a_{11} [1 - \Gamma_{11}^c(\omega_R) - i\Gamma_{11}^s(\omega_R)]}{2(1 + \alpha_1^2)} \right] P_1 + \frac{a_{17} [1 - \Gamma_{17}^c(\omega_R) - i\Gamma_{17}^s(\omega_R)] q_1}{2i} Q_1 \right\} \\ i\omega \frac{dQ_1}{dt} = \mu \left\{ -\frac{a_{17} [1 - \Gamma_{17}^c(\omega_R) - i\Gamma_{17}^s(\omega_R)] p'}{2i} P_1 + \left[\omega\varepsilon_1 - \frac{a_{11} [1 - \Gamma_{11}^c(\omega_R) - i\Gamma_{11}^s(\omega_R)]}{2(1 + \alpha_1^2)} \right] Q_1 \right\} \\ 2i\Omega_2 \frac{dP_2}{dt} = -\mu \left\{ a_{21} [1 - \Gamma_{21}^c(\omega_R) - i\Gamma_{21}^s(\omega_R)] P_2 \right\} \\ 2i\Omega_2 \frac{dQ_2}{dt} = \mu \left\{ -a_{21} [1 - \Gamma_{21}^c(\omega_R) - i\Gamma_{21}^s(\omega_R)] Q_2 \right\} \\ 2i\Omega_3 \frac{dP_3}{dt} = -\mu \left\{ \frac{i\Omega_3 a_{32} [1 - \Gamma_{32}^c(\omega_R) - i\Gamma_{32}^s(\omega_R)]}{1 + \alpha_2^2} P_3 \right\} \\ 2i\Omega_3 \frac{dQ_3}{dt} = \mu \left\{ -\frac{a_{32}}{1 + \alpha_2^2} [1 - \Gamma_{32}^c(\omega_R) - i\Gamma_{32}^s(\omega_R)] Q_3 \right\} \end{array} \right. \quad (12)$$

Тривиальное решение системы (12) будет, т. е. $P_1 = Q_1 = P_2 = Q_2 = P_3 = Q_3 = 0$. Необходимые и достаточные условия устойчивости тривиального решения системы (12) находят по критерию Рауса-Гурвица ($q_c = 0$):

$$\left\{ \begin{array}{l} a_{11}^2 \text{Re} [1 - \Gamma_{11}^c(\omega_R) - i\Gamma_{11}^s(\omega_R)]^2 > 0 \\ \frac{a_{11}^2}{4} \text{Re} [1 - \Gamma_{11}^c(\omega_R) - i\Gamma_{11}^s(\omega_R)]^2 > \frac{1 + \alpha_1^2}{\omega^2} \left[\frac{a_{17}^2 p_1'^2}{4} \text{Re} [1 - \Gamma_{17}^c(\omega_R) - i\Gamma_{17}^s(\omega_R)]^2 - \varepsilon_1^2 \omega^2 \right] \end{array} \right. \quad (13)$$

Первое условие соотношений (13) выполняется для задачи, которую мы решаем. Второе условие выполняется при определенном соотношении параметров. Если сопротивление элементов механической системы увеличивается, то устойчивость тривиального решения не нарушится. Таким

образом, чтобы избежать возбуждения исследуемой механической системы или обеспечить устойчивость, необходимо будет выбрать параметры для выполнения условия (13) по координате ξ . Точно так же изучено параметрическое резонансное состояние механической системы с конечным числом степеней свободы с динамическими гасителями. Рассмотрены проблемы устойчивости решений. Обнаружено, что существуют две резонансные области, обнаружено также существование обычного и комбинационного резонансных областей.

В четвертой главе «О моделировании колебаний деформируемых элементов конструкций при вибрационных возмущающих нагрузках» рассмотрен вопрос о моделировании колебаний деформируемого элемента конструкций под действием вибрационной нагрузки. Такие вопросы в целом были изложены в вариационной постановке в работах М.Мирсаидова и М.Тешаева. В данной диссертационной работе рассмотрены случаи эффективной работы предельного числа динамических гасителей, установленных на опорах и подвешенных к ним. Схема расчета представлена ниже

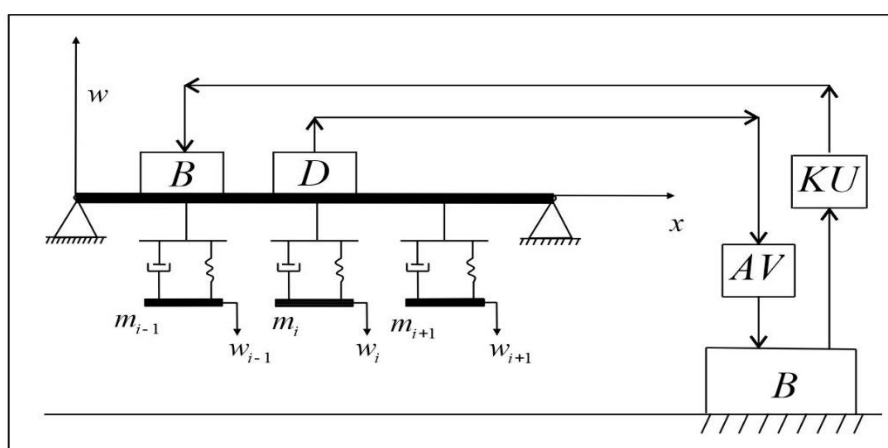


Рис. 7. Система балки и гасителя

Дифференциальные уравнения движения механической системы выглядят следующим образом

$$E_0 J \frac{\partial^4 W}{\partial x^4} + \rho S \omega^2 W - A \sum_{i=1}^k [W(x_i) \delta(x - x_i)] = P_o(t),$$

$$m_i \ddot{W}_i + k_i \left[W_i(t) - \int_0^t R(t - \tau) W_i(\tau) d\tau \right] = P_1(t) \quad (14)$$

Из этих уравнений можно перейти к следующему дифференциальному уравнению с комплексными коэффициентами:

$$E_0 \Gamma_k J \frac{d^4 W}{dx^4} - \rho S \omega^2 W - \sum_{j=1}^N \frac{m_j \omega^2}{1 - m_j \omega^2 / k \Gamma_j} [W(x_j) \delta(x - x_j)] = F(x),$$

Решение последнего уравнения ищем в следующем виде:

$$W(x) = \sum_{k=1}^K W_k \varphi_k(x), F(x) = \sum_{k=1}^K F_k \varphi_k(x).$$

Здесь функция $\varphi_k(x)$ удовлетворяет следующему дифференциальному уравнению:

$$\frac{d^4 \varphi_n(x)}{dx^4} - \frac{\rho S \omega^2}{E_0 I} \varphi_n(x) = 0,$$

Если решение писать для первого члена ряда, оно будет следующего вида

$$W_1 \approx \frac{F_1 l^4}{E_0 I \eta^4} \left[1 - \frac{\eta^4}{\eta_1^4} - \frac{\psi_1(\eta / \eta_1)^4}{1 - \psi_1(\eta / \eta_1)^4 \Gamma_k} \right], \eta = (\rho S \omega^2 l^4 / E_0 I)^{1/4},$$

$$\eta_k = (\rho S \omega_k^2 l^4 / E_0 I)^{1/4}$$

Результаты взяты получены для следующих безразмерных параметров: $\bar{E} = 14; \eta = 1.0$ $R_k(t) = A e^{-\beta t} / t^{1-\alpha}$, $A = 0,048$; $\beta = 0,05$; $\alpha = 0,10$. Полученные численные результаты приведены на рис.8.

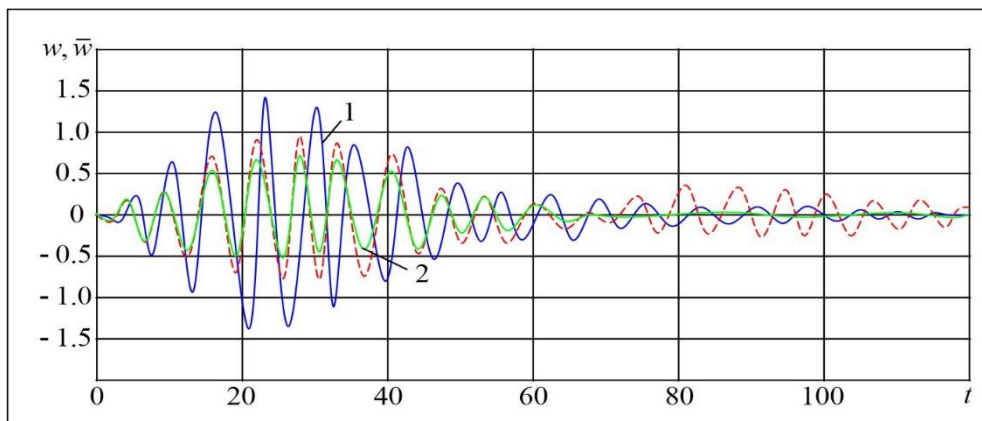


Рис. 8. Перемещения балки с гасителями.

(линия 1) и динамического гасителя(линия 2).

Балка с одним гасителем (синяя линия(2)), балка с двумя гасителями (зеленая линия(1)), балка с тремя гасителями (красная линия)

Обнаружено, что два симметрично расположенных одномассовых гасителя эффективны в гашении колебаний балки.

ЗАКЛЮЧЕНИЯ

На основании результатов диссертационной работы на тему «Особенности защиты элементов конструкций электронной аппаратуры от вибрационных нагрузок» сделаны следующие выводы:

1. Разработаны математическая постановка, методика и алгоритм решения задач исследования резонансного явления и устойчивости движения вязкоупругих механических систем, имеющих конечное (или бесконечное) число степеней свободы.

2. Обосновано, что управление резонансными явлениями при колебаниях может осуществляться за счет диссипации энергии. Установлено, что диссипация энергии принципиально различна для диссипативно- однородных и неоднородных механических систем.

3. Установлено, что при увеличении амплитуды ядра релаксации элементов механической системы на 0,99 устойчивость решения не нарушается.

4. Исследованы параметрические и простые резонансные состояния механической системы с конечной степенью свободы. Обнаружено, что для таких механических систем существуют комбинационные резонансные области.

5. Учет вязкости материала блока амортизатора (пластины) позволил снизить амплитуды с 15% до 20%. Также обнаружено, что использование полимерных амортизаторов снижает амплитуду вибрации системы до 30%.

6. Анализ теоретических и экспериментальных результатов показал удовлетворительную сходимость расчета и эксперимента: установлено, что погрешность по частотам не превышает 15%, а по амплитуде - не более 28%.

7. На основании выше приведенных исследований установлено, что динамические гасители эффективно снижают вибрации в узком диапазоне частот, когда частота свободных колебаний объекта близка к частоте вибрационных нагрузок. Установлено, что их эффективность во многом зависит от расположения гасителей и величины амплитуды ядра релаксации.

**SCIENTIFIC COUNCIL PhD.03/27.02.2021.FM.101.02 ON AWARDING
SCIENTIFIC DEGREES AT BUKHARA ENGINEERING AND
TECHNOLOGICAL INSTITUTE**

TASHKENT CHEMICAL-TECHNOLOGICAL INSTITUTE

ABLOKULOV SHERZODJON ZOKIR OGLU

**FEATURES OF PROTECTION OF STRUCTURAL ELEMENTS OF
ELECTRONIC EQUIPMENT FROM VIBRATION LOADS**

01.02.01-Theoretical mechanics

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

Bukhara – 2023

The theme of dissertation of doctor of philosophy (PhD) on physical and mathematical sciences was registered at the Supreme Attestation Commission at the Cabinet of Ministers of the Republic of Uzbekistan under number № B2020.4.PhD / FM542

The dissertation has been prepared at Tashkent of Chemical Technology Institute
The abstract of the dissertation is posted in three languages (Uzbek, Russian, English (resume)) is posted on the web page of the Bukhara Institute of Engineering and Technology (www.buxmti.uz) and information-educational portal "ZiyoNet" at the address (www.ziyo.net).

Scientific adviser: **Teshaev Mukhsin Khudoyberdievich**
Doctor of Physical and Mathematical Sciences (DSc),
Associate Professor

Official Opponents: **Korshunova Natalya Aleksandrovna**
Doctor of Physical and Mathematical Sciences, Professor

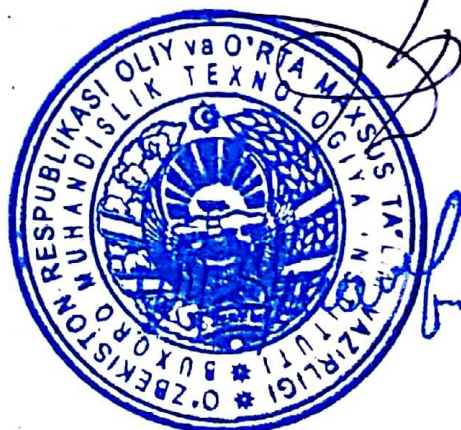
Husanov Qahramon
candidate of Physical and Mathematical Sciences,
Associate Professor

Lead organization: **Tashkent State Transport University**

The defense of the thesis will take place on "11" February 2023 at "10:00" hours at a meeting of the Scientific Council Phd.03/27.02.2021.FM.101.02 at the Bukhara Institute of Engineering and Technology at the address: 200100, Bukhara, st. K. Murtazaev, 15. Phone: (+99865) 223-78-84; fax: (+99865) 223-79-72, e-mail: bmti_info@edu.uz.

The dissertation can be found at the Information resource center of the Bukhara Engineering and Technology Institute (registered under the number No. 410.). (Address: Bukhara region, 200100, Bukhara, K. Murtazaev st., 15. Phone: (+99895) 604-44-70).

Abstract of dissertation sent out on "18" January 2023 year
(mailing report № 5 on "19" December 2022 year)



N.N. Sadullayev
Chairman of the Scientific Council for
the award of academic degrees, Doctor of
technical sciences, professor.

Z.I. Boltaev
Scientific Secretary of the Scientific
Council for the award of academic
degrees, Doctor of Physical and
mathematical sciences (DSc).

M.Z. Sharipov
Chairman of the scientific seminar at the
scientific council for the award of academic
degrees, Doctor of Physical and
mathematical sciences (DSc), professor.

INTRODUCTION (abstract of PhD thesis)

The aim of the research work is the development of a methodology and algorithm for analytical and numerical study of the protection of structural elements of electronic devices from vibration loads, as well as the analysis of numerical results.

The object of research work is a mass fixed on an elastic elastic base, thin lamellar shells, attached prefabricated masses, deformable elements (springs).

The scientific novelty of the research work consists of the following:

problems of determining the dynamic state of non-homogeneous (or homogeneous) dissipative non-homogeneous (or homogeneous) mechanical systems consisting of rigid (deformable and non-deformable) bodies, with finite (or infinite) degrees of freedom under the influence of vibration loads, are mathematically formulated, and solution methods and algorithms are developed;

Transcendent frequency equations with complex parameters were obtained to give a comparative assessment of the change of the frequencies of free vibrations (real and abstract parts) of the elements of visco-elastic mechanical systems depending on their geometrical and physical-mechanical parameters;

The case of resonance occurrence (forced vibrations) of dissipative non-homogeneous mechanical systems with finite degrees of freedom under the influence of vibration loading (forced vibrations) was systematically analyzed depending on the energy dissipation of the mechanical system. The use of polymer dampers has been found to reduce system vibration amplitude by up to 30%.

The parameters of the stability of the vibration process of the elements of visco-elastic mechanical systems were studied and the stability of the system was evaluated.

Implementation of the research results. Based on the results obtained according to the developed calculation methods and algorithm for the development of the theory of protection of electronic construction elements from vibration loading in the study:

In order to reduce the vibrations or tremors caused by the moving force in structures, the calculation methods and methodology developed in the dissertation were carried out within the framework in 2016-2020 of the State Scientific and Technical Program of the Tashkent Institute of Chemical Technology No. OT-F4-01 was used in the fundamental project on the topic “Working-out the methods of learning and development of theory relating to the nonlinear dynamic tense and deformation of curvulienar pieces of multi-layer composite viscous fluid pipes under the impact of temperature and transient loads” (Reference No. 1/01-2739 dated November 14, 2022). As a result, it made it possible to pre-estimate resonance processes formed in dissipative homogeneous or non-homogeneous systems operating under load and to select a suitable material;

in finding solutions to systems of integro-differential equations using classical kernels, fundamental project No. OT-F4-02-“Thermodynamics of models of mathematical physics with an infinite set of states” carried out at Bukhara State

University in 2017-2020 was used (reference No. 04-04/01-2437 dated December 7, 2022). As a result, the difference between the analytical solution found and the solution obtained by using the methodology developed in the dissertation was found to be no more than 15%.

Publication of research results. On the topic of the dissertation, only 18 scientific papers were published, including 6 articles in scientific publications recommended by the Higher Attestation Commission of the Republic of Uzbekistan for the publication of the main scientific results of doctoral dissertations, of which 1 in the republican and 5 articles in international journals.

The structure and volume of the dissertation. The dissertation consists of an introduction, three chapters, a conclusion, a list of references and applications. The total volume of the dissertation is 113 pages.

ЭЪЛОН ҚИЛИНГАН ИШЛАР РЎЙХАТИ
СПИСОК ОПУБЛИКОВАННЫХ РАБОТ
LIST OF PUBLISHED WORKS

I бўлим (I часть; part I)

1. Safarov I.I., Tshaev M.Kh., Nuriddinov B.Z., Ablokulov Sh.Z., Ruzimov A.Sh. On indirect excitation of lateral vibrations of the table of the electrodynamic stand suspended on viscoelastic shock absorbers // Journal of Physics: Conference Series, 1921 (1), № 012113. (№3; Scopus; IF=0.54).

2. Аблокулов Ш.З. Колебания вязкоупругой механической системы с конечным числом степеней свободы // Илм сарчашмалари, Урганч Давлат Университетининг илмий методик журнали. – 2022. – №5. 18-23 б.(01.00.00; №12).

3. Safarov I.I., Tshaev M.Kh., Ablokulov Sh.Z., Namozov J.Sh. Oscillations of a viscoelastic mechanical system with damper // International Scientific Journal Theoretical & Applied Science. – 2022. – Vol.107, Issue:09 (113), pp.132-136 (IF=7.184).

4. Ablokulov Sh.Z. On modeling of oscillations of deformable structural elements under vibration disturbing loads // International Scientific Journal Theoretical & Applied Science, Philadelphia. – 2022. – Vol.107, Issue:09 (113), P. 84-88 (IF=7.184).

5. Mirsaidov M.M., Tshaev M.Kh., Ablokulov Sh.Z., Rayimov D.G. Choice of optimum extinguishers parameters for a dissipative mechanical system // Journal IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 883 (1), № 012100.(№3; Scopus; IF=0.54).

6. Yunusov G. G., Esanov N. Q., Almuratov Sh. N., Ablokulov Sh.Z., Sobirova R. On numerical simulation of vibrations in radio-electronic structures // American Institute of Physics: Conference Proceedings. –USA, 2022. Vol. 2467. –P.1-10. 060038 .(№1; Scopus; IF=0.7).

II бўлим (II часть; part II)

7. Ishmamatov M.R., Kulmuratov N.R., Axmedov N.B., Khalilov Sh.F., Ablokulov Sh.Z. Natural vibrations of the reinforced tapered shell with taking into account the viscoelastic properties of the material // E3S Web of Conferences 264, 01011 (2021) <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202126401011>.

8. Сафаров И.И., Аблокулов Ш.З., Бутунов Ж.Р. Теоретико-экспериментальные исследование колебания подземного оболочечного сооружения при сейсмозрывных воздействиях // Universum: технические науки научный журнал. – № 2(71). Часть 1. М., Изд. «МЦНО». – 2020. С. 50-54.

9. Аблокулов Ш.З., Бутунов Ж.Р. Колебания вязкоупругих цилиндрических оболочек с жидкостью // Universum: технические науки научный журнал. – № 3(96). М., Изд. «МЦНО», 2022. – DOI-10.32743/UniTech. – 2022.96.3.13303.

10. Аблокулов Ш.З. Функция напряжений для вращающегося тела с осесимметричным распределением напряжений // Eurasian journal of mathematical theory and computer sciences: 2022. – 2(10). pp. 13-17.

11. Сафаров И.И., Тешаев М.Х., Аблокулов Ш.З. Колебания вязкоупругих ортотропных тороидальных оболочек с протекающей жидкостью // Материалы XXI Международной конференции по вычислительной механике и современным прикладным программным системам (ВМСППС'2019), 24-31 мая 2019 г., Алушта. – М.: Изд-во МАИ, 2019. – 816 С. 341-343.

12. Сафаров И.И., Тешаев М.Х., Аблокулов Ш.З. Колебания структурно-неоднородной механической системы с конечным числом степеней свободы // Материалы XXII Международной конференции по вычислительной механике и современным прикладным программным системам (ВМСППС'2021), 4-13 сентября 2021 г., Алушта. - М.: Изд-во МАИ, 2021. – 696 С.274-276.

13. Сафаров И.И., Аблокулов Ш.З., Алмуратов Ш.Н., Ахмедов М.Ш., Умаров А.О. Демпфирование колебаний структурно-неоднородных многослойных пластин (оболочек), взаимодействующих со средой // Институт Математики имени В.И. Романовского АН руз Бухарское отделение института Математики тезисы докладов конференции: Республиканской научной конференции с участием зарубежных ученых. Дифференциальные уравнения и родственные проблемы анализа Бухара, 04–05 ноябрь. – 2021 г. – С254-256.

14. Аблокулов Ш.З., Нурриддинов Б.З. О колебаниях тороидальной оболочки с протекающей жидкостью // Toshkent kimyo-texnologiya instituti Tabiiy fanlarni fundamental va amaliy muammolari Respublika ilmiy-amaliy konferensiyasi. Toshkent 23-oktyabr. – 2019 yil 31-35b.

15. Kuldashov N.U., Abloqulov Sh.Z. Function of stresses for banding bodies at axisymmetric distribution of stresses // Toshkent kimyo-texnologiya instituti Tabiiy fanlarni fundamental va amaliy muammolari Respublika ilmiy-amaliy konferensiyasi. Toshkent 23-oktyabr. – 2019 yil 46-51b.

16. Тешаев М.Х., Алмуратов Ш.Н., Аблокулов Ш.З. Влияние динамического гасителя на распределение областей параметрического и комбинационного резонанса // Тошкент архитектура-курилиш инстиути Бино ва иншоотлар зилзилабардошлигининг долзарб муаммолари Республика илмий- амалий анжуман материаллар тўплами. Тошкент. – 2020 йил 18-19 март 206-207 б.

17. Аблокулов Ш.З. Инерция моментлари ўзгарадиган гиростат ҳаракат тенгламалари // Ўзбекистон миллий университети математика, механика ва информатика фанларининг ривожига истеъдодли ёшларнинг урни илмий-амалий семинари тезислари туплами. Тошкент – 2018 5-6 б.

18. Аблокулов Ш.З. Инерция моментлари узгарувчи каттик, жисм ҳаракати // Ўзбекистон миллий университети математика, механика ва информатика фанларининг ривожига истеъдодли ёшларнинг урни илмий-амалий семинари тезислари туплами. Тошкент – 2017 йил 5-6 бет.

Автореферат “Дурдона” нашриётида таҳрирдан ўтказилди ҳамда ўзбек,
рус ва инглиз тилларидаги матнларнинг мослиги текширилди.

Босишга рухсат этилди: 16.01.2023 йил. Бичими 60x84 1/16 ,
«Times New Roman» гарнитурда рақамли босма усулида босилди.
Шартли босма табоғи 3. Адади: 100 нусха. Буюртма № 10.
Гувоҳнома АИ №178. 08.12.2010.

“Садриддин Салим Бухорий” МЧЖ босмаҳонасида чоп этилди.
Бухоро шаҳри, М.Иқбол кўчаси, 11-уй. Тел.: 65 221-26-45

