

**ТОШКЕНТ ДАВЛАТ ТЕХНИКА УНИВЕРСИТЕТИ ВА ЎЗБЕКИСТОН  
МИЛЛИЙ УНИВЕРСИТЕТИ ҲУЗУРИДАГИ ФАН ДОКТОРИ ИЛМИЙ  
ДАРАЖАСИНИ БЕРУВЧИ  
DSc.28.02.2018.Т.03.04 РАҚАМЛИ ИЛМИЙ КЕНГАШ**

---

**НАМАНГАН МУҲАНДИСЛИК-ҚУРИЛИШ ИНСТИТУТИ**

**КЕНЖАБОЕВ ШУКУРЖОН ШАРИПОВИЧ**

**ЭГИЛУВЧАН БЎҒИНЛИ ВА ҚАЙИШҚОҚ ЭЛЕМЕНТЛИ РИЧАГЛИ  
МЕХАНИЗМЛАРНИНГ КОНСТРУКТИВ СХЕМАЛАРИНИ ВА  
ҲИСОБЛАШ УСУЛЛАРИНИ ИШЛАБ ЧИҚИШ**

**05.02.02 –Механизмлар ва машиналар назарияси. Машинашунослик ва машина  
деталлари**

**Техника фанлари доктори (DSc) диссертацияси  
АВТОРЕФЕРАТИ**

**Тошкент – 2019**

**Докторлик диссертацияси автореферати мундарижаси**

**Оглавление автореферата докторской диссертации**

**Content of the abstract of doktoral dissertation**

**Кенжабоев Шукуржон Шарипович**

Эгилувчан бўғинли ва қайишқоқ элементли рычагли механизмларнинг  
конструктив схемаларини ва ҳисоблаш усулларини ишлаб

чиқиш.....3

**Кенжабоев Шукуржон Шарипович**

Разработка конструктивных схем и методы расчета рычажных механизмов с  
упругими элементами и гибкими звеньями.....29

**Kenjaboyev Shukurjon Sharipovich**

Development of design schemes and methods for calculating lever mechanisms with  
elastic elements and flexible links.....55

**Эълон қилинган ишлар рўйхати**

Список опубликованных работ

List of published works .....59

**ТОШКЕНТ ДАВЛАТ ТЕХНИКА УНИВЕРСИТЕТИ ВА ЎЗБЕКИСТОН  
МИЛЛИЙ УНИВЕРСИТЕТИ ҲУЗУРИДАГИ ФАН ДОКТОРИ ИЛМИЙ  
ДАРАЖАСИНИ БЕРУВЧИ  
DSc.28.02.2018.Т.03.04 РАҚАМЛИ ИЛМИЙ КЕНГАШ**

---

**НАМАНГАН МУҲАНДИСЛИК-ҚУРИЛИШ ИНСТИТУТИ**

**КЕНЖАБОЕВ ШУКУРЖОН ШАРИПОВИЧ**

**ЭГИЛУВЧАН БЎҒИНЛИ ВА ҚАЙИШҚОҚ ЭЛЕМЕНТЛИ РИЧАГЛИ  
МЕХАНИЗМЛАРНИНГ КОНСТРУКТИВ СХЕМАЛАРИНИ ВА  
ҲИСОБЛАШ УСУЛЛАРИНИ ИШЛАБ ЧИҚИШ**

**05.02.02 –Механизмлар ва машиналар назарияси. Машинашунослик ва машина  
деталлари**

**Техника фанлари доктори (DSc) диссертацияси  
АВТОРЕФЕРАТИ**

**Тошкент – 2019**

**Фан доктори (DSc) диссертацияси мавзуси Ўзбекистон Республикаси Вазирлар Маҳкамаси ҳузуридаги Олий аттестация комиссиясида В2018.4.DSc/T246 рақам билан рўйхатга олинган.**

Диссертация Наманган муҳандислик-қурилиш институтида бажарилган.

Диссертация автореферати уч тилда (ўзбек, рус, инглиз (резюме)) Илмий кенгашнинг веб-саҳифасида ([www.tdtu.uz](http://www.tdtu.uz)) ва «ZiyoNET» Ахборот таълим порталида ([www.ziyounet.uz](http://www.ziyounet.uz)) жойлаштирилган.

**Илмий маслаҳатчи:**

**Джураев Анвар Джураевич**  
техника фанлари доктори, профессор

**Расмий оппонентлар:**

**Алимухамедов Шавкат Пирмухамедович**  
техника фанлари доктори, профессор

**Маҳкамов Қобил Хамдамович**  
техника фанлари доктори, профессор

**Мухаммадиев Давлат Мустафаевич**  
техника фанлари доктори, катта илмий ходим

**Етакчи ташкилот:**

**Фарғона политехника институти**

Диссертация ҳимояси Тошкент давлат техника университети ва Ўзбекистон Миллий университети ҳузуридаги илмий даражалар берувчи DSc.28.02.2018.T.03.04 рақамли Илмий кенгашнинг 2019 йил «2» март соат 14:00 даги мажлисида бўлиб ўтади. (Манзил: 100095, Тошкент ш., Университет кўчаси, 2-уй. Тел./факс: (99871) 246-46-00/ 227-10-32, e-mail: [tadqiqotchi@tdtu.uz](mailto:tadqiqotchi@tdtu.uz)).

Диссертация билан Тошкент давлат техника университети Ахборот-ресурс марказида танишиш мумкин (115 рақами билан рўйхатга олинган). (Манзил: 100095, Тошкент, Университет кўчаси, 2-уй. Тел.: (99871) 246-03-41).

Диссертация автореферати 2019 йил «16» февралда тарқатилди.  
(2019 йил «16» февралдаги 67 рақамли реестр баённомаси).

**К.А. Каримов**

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

**Н.Д. Тураходжаев**

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

**Р.И. Каримов**

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

## Кириш (Докторлик (DSc) диссертацияси аннотацияси)

**Диссертация мавзусининг долзарблиги ва зарурати.** Жаҳонда машинасозликни такомиллаштиришда, хусусан энергия ва ресурстежамкор, юқори тезликда ишлайдиган техника ва технологияларни ишлаб чиқаришга қўллаш, маҳсулотлар ассортиментини кенгайтириш ва рақобатбардошлигини ошириш муҳим аҳамият касб этмоқда. Шу билан бирга ресурстежамкор машина ва механизмларни янги конструкцияларини яратиш, ҳисоблаш усулларини ишлаб чиқиш муҳим вазифалардан бири ҳисобланади. Бу борада ривожланган мамлакатлар, жумладан АҚШ, Франция, Германия, Япония, Хитой, Россия ва бошқа мамлакатларнинг илмий-тадқиқот марказларида рақобатбардош ҳамда сифатли маҳсулотлар олишда юқори самарадорликка эга ва ресурс тежамкор технологияларни яратишда машина ва механизмларнинг янги конструкцияларини ишлаб чиқишга алоҳида эътибор қаратилмоқда.

Жаҳонда текис ричагли ва эгилувчан бўғинли механизмларни яратиш, синтез қилиш, параметрларини асослаш учун структуравий, кинематик ва динамик анализ усулларини ишлаб чиқиш ҳамда машинасозлик ишлаб чиқариш жараёнларини сифатли бажарилишини таъминлайдиган техника ва технологияларни яратиш бўйича кенг кўламли илмий-тадқиқот ишлари олиб борилмоқда. Ушбу йўналишда, жумладан тўқимачилик ва енгил саноат соҳаларида, юқори унумдор ва технологик кўрсаткичларга эга тикув, жунни тараш ҳамда тозалаш машиналарини ишлаб чиқиш муҳим аҳамият касб этмоқда. Шу билан бирга жунни табиий хусусиятларини сақлаган ҳолда тозалаш жараёнининг режим ва кўрсаткичларини оптималлаштириш, тикув буюмларини сифатини ошириш учун жун тозалаш, тараш ва тикув машиналарини ишчи органларини ва узатиш механизмларинининг янги конструкцияларини ишлаб чиқиш зарур ҳисобланади.

Республикамизда машинасозликни ривожлантириш, машина ва механизмларнинг янги авлодларини яратиш бўйича чуқур назарий ва тажрибавий тадқиқотлар олиб боришга, хусусан енгил саноат ва тўқимачилик саноатининг технологик машиналари учун юқори самарали ва ресурстежамкор механизмларни янги авлодларини ишлаб чиқиш бўйича катор чора-тадбирлар амалга оширилмоқда. 2017-2021 йилларда Ўзбекистон Республикасини янада ривожлантири бўйича Ҳаракатлар стратегиясида, жумладан «... макроиқтисодий барқарорликни мустаҳкамлаш ва юқори иқтисодий ўсиш суръатларини сақлаб қолиш, миллий иқтисодиётнинг рақобатбардошлигини ошириш, ... иқтисодиётда энергия ва ресурслар сарфини камайтириш, ишлаб чиқаришга энергия тежайдиган технологияларни кенг жорий этиш»<sup>1</sup> вазифаси белгилаб берилган. Ушбу вазифани амалга ошириш, жумладан, жунни қайта ишлайдиган ва тикув машиналарида юқори сифатли маҳсулотлар тайёрлашни таъминлайдиган ишчи органларнинг керакли ҳаракат қонунларини олиш имконини берадиган эгилувчан бўғинли ва қайишқоқ элементли ричагли

<sup>1</sup> Ўзбекистон Республикаси Президентининг 2017 йил 7 февралдаги ПФ-4947-сон “Ўзбекистон Республикасини янада ривожлантириш бўйича Ҳаракатлар стратегияси тўғрисида”ги Фармони

механизмларнинг конструктив схемаларини ҳамда ҳисоблаш усулларини ишлаб чиқиш муҳим вазифалардан бири ҳисобланади.

Ўзбекистон Республикаси Президентининг 2017 йил 7 февралдаги ПФ-4947-сон “Ўзбекистон Республикасини янада ривожлантириш бўйича Ҳаракатлар стратегияси тўғрисида”ги Фармони, 2016 йил 21 декабрдаги ПҚ-2687-сон “2017-2019 йилларда тўқимачилик ва тикув-трикотаж саноатини янада ривожланиш чоралари бўйича дастур ҳақида”ги, 2016 йил 22 декабрдаги ПҚ-2692-сон “Саноат тармоқлари корхоналарининг жисмоний ишдан чиққан ва маънавий эскирган машина-ускуналарини янгилаш, шунингдек, ишлаб чиқариш харажатларини камайтиришга оид қўшимча чора-тадбирлар тўғрисида”ги Қарорлари ҳамда мазкур фаолиятларга тегишли бошқа меъёрий-ҳуқуқий ҳужжатларда белгиланган вазифаларни амалга оширишга ушбу диссертация тадқиқоти муайян даражада хизмат қилади.

**Тадқиқотнинг Республика фан ва технологиялари ривожланишининг устувор йўналишларига мослиги.** Мазкур тадқиқот Республика фан ва технологиялар ривожланишининг II. “Энергетика, энергия ва ресурстежамкорлик” устувор йўналиши доирасида бажарилган.

**Диссертация мавзуси бўйича хорижий илмий тадқиқотлар шарҳи<sup>2</sup>.** Машина ва механизмларнинг янги турларини яратиш ҳамда уларни структуравий, кинематик ва динамик ҳисоблаш усулларини ишлаб чиқиш бўйича жаҳоннинг етакчи илмий марказлари ва олий таълим муассасалари, жумладан, University of California (АҚШ), Paris institute of technology (Франция), Institute fur Textilmaschinen und Textile Hochleistungs werkstofftechik (Германия), University of Science and Technology of China, China Textile Academy, (Хитой), Toyota Sewing System (Япония), Н.Э.Бауман номидаги Москва давлат техника университети (Россия), Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институти, Тошкент давлат техника университети, Тошкент тўқимачилик ва енгил саноат институти (Ўзбекистон) томонидан кенг қамровли илмий-тадқиқот ишлари олиб борилмоқда.

Машина ва механизмларни янги схемаларини лойиҳалаш, моделлаштириш ва ҳисоблаш усулларини ишлаб чиқиш, эксплуатацион характеристикаларини оптималлаштириш, механизмларни анализ ва синтез қилиш, эгилувчан бўғинли ва қайишқоқ элементли ричагли механизмларнинг янги конструкцияларини яратишга оид олиб борилган тадқиқотлар натижасида қатор, жумладан, қуйидаги илмий натижалар олинган: ричагли механизмларни янги схемаларини лойиҳалаш усуллари ишлаб чиқилган (California Institute of Technology, АҚШ ва Paris institute of technology, Франция); эгилувчан бўғинли ричагли механизмларни моделлаштириш ва ҳисоблаш усуллари ишлаб чиқилган (University of Science and Technology of China, Хитой ва Toyota Sewing System, Япония); жун тараш ва тозалаш машиналардаги ричагли механизмларнинг эксплуатацион харкатеристикалари оптималлаштирилган (Institute fur

---

<sup>2</sup> Диссертация мавзуси бўйича халқаро илмий тадқиқотлар шарҳи: <http://www.dissercat.com>; <https://spb.knitism.ru>; <https://studopedia.su>; <http://rustm.net/catalog/article>; <http://www.worldatles.com>; <https://www.statistica.com>; <https://geographyofrussia.com/legkava-promyshlennost-mira>. ва бошқа манбалардан олинган.

Texilmaschinen und Textile Hochleistungs werkstofftechik, Германия ва China Textile Academy, Хитой); механизмларни кинематик ва динамик синтези ҳамда анализининг мақбул усуллари ишлаб чиқилган (Н.Э.Бауман номидаги Москва давлат техника университети, Россия ва Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамли институти ҳамда Тошкент давлат техника университети, Ўзбекистон); эгилувчан бўғинли ва қайишқоқ элементли ричагли механизмларнинг янги конструкциялари яратилган (Тошкент тўқимачилик ва енгил саноат институти, Ўзбекистон).

Машина ва механизмлар бўйича Ҳалқаро Федерацияси (IFToMM) қарорига мувофиқ, механизмлар ва машиналар назарияси бўйича қуйидаги долзарб илмий йўналишлар белгиланган: машиналар динамикасида – машиналарнинг ишчи қисмлари ва механизм бўғинлари ҳаракат қонунларини тадқиқ этиш; тишли узатмаларда-янги конструкцияларини ва ҳисоблаш усулларини ишлаб чиқиш; инсон-машина ва роботларда – машиналар ҳаракатларини автоматлаштириш; автоматик, пневматик ва гидравлик системаларда – машиналар ҳаракатларини автоматик бошқариш; модели анализда – машина ва механизмлар учун математик, график ва компьютер дастурларини яратиш; титрашни назорат қилишда – титрашни камайтиришнинг янги усулларини яратиш; пассив ва фаол виброҳимояда – объектларни титрашдан муҳофаза қилишни тадқиқ этиш; тасодифий титрашда – машина ва механизмларни ишлаш жараёнида ҳосил бўладиган тасодифий титрашларни камайтириш; жиҳозлардаги шовқин бўйича – иш жараёнида ҳосил бўладиган шовқиннинг эргономикасини тадқиқ этиш.

**Муаммонинг ўрганилганлик даражаси.** Дунё олимлари томонидан мураккаб ҳаракат қонунларини олишни таъминлайдиган турли конструкциядаги ричагли ва эгилувчан бўғинли механизмларнинг янги схемаларини яратиш ва уларни ҳисоблаш усуллари ишлаб чиқиш бўйича кўплаб тадқиқотлар олиб борилган.

Дунёнинг етакчи олимлари, жумладан АҚШ ва Франция тадқиқотчилари Michael McCarthy, Manfred L Husty, Raoul Bricard мураккаб ҳаракат қонунларини олиш имконини берадиган ричагли механизмларнинг янги конструктив схемаларини лойиҳалаш усуллари устида илмий-тадқиқот ишларини олиб борганлар. Бу тадқиқотлар натижалари асосида ричагли механизмларнинг янги конструкциялари ишлаб чиқилган ва тикув ҳамда тўқув машиналарининг узатиш механизмларини такомиллаштиришга эришилган. Хитой ва Япония олимлари Yueqing Yu, Zhang Na, Jiang Qimi, Wang Wei ва Chang You Li эгилувчан бўғинли ричагли механизмларни моделлаштириш ва ҳисоблаш усулларини тадқиқ қилиб, моделлаштириш программалари ёрдамида ҳаракат қонунлари аниқлаш усулларини ишлаб чиқишган. Германия ва Хитой олимлари Chokri Cherif, Subille Krzywinski, Xianquan Duan, Jigang Xu ва Yushan Sun жун тараш ва тозалаш машиналари ишчи органларининг эксплуатацион харктеристикалари оптималлаштириш бўйича катор тадқиқотларни олиб борганлар. Бу тадқиқотлар натижасида титраш ва ейилишга чидамли бўлган ишчи органлар конструкциялари ишлаб чиқилган.

МДХ олимларидан Л.В.Ассур, П.Л.Чебишев, П.О.Сомов, А.А.Малышев, И.И.Артоболевский, янги машина ва механизмларни яратиш, структуравий анализ қилиш асосларини яратишган. В.А.Юдин, А.П.Бессонов, Ф.М.Куровский, Н.И.Колчин, Н.И.Левитский, Э.Е.Пейсах, В.А.Зиновьев, С.А.Черкудинов, Ф.Л.Литвин, С.Абдураимов, У.А.Джолдасбековлар текис ричагли механизмларни кинематик ҳамда динамик синтези ва анализи бўйича тадқиқотлар олиб бориб, Ассур гуруҳидаги юқори синф механизмларнинг ҳисоблаш усулларини ишлаб чиқишган. К.А.Каримов, Р.И.Каримов, Ш.П.Алимухамедов, Ғ.Ш.Зокировлар тишли, кулачокли ва ричагли механизмларни конструктив схемаларини лойиҳалаш усулларини ишлаб чиқишган. А.Д.Джураев технологик машиналарнинг узатиш механизмларидаги тишли, эгилувчан бўғинли ва ричагли механизмларни конструкцияларини ишлаб чиқиш, такомиллаштириш ҳамда уларни ҳисоблаш усулларини ишлаб чиқган. Ричагли механизмларнинг конструктив схемаларини лойиҳалаш ва ҳисоблаш усулларини ишлаб чиқиш бўйича кўплаб илмий натижаларга эришилишига қарамай, ҳали ечимини топмаган муаммолар кўп. Жумладан, эгилувчан бўғинли ва қайишқоқ элементли ричагли механизмларнинг кинематик жуфтларидаги ортиқча боғланишлар сонини аниқлаш, узатиш механизмларида тишли ғилдираги ва етакланувчи юлдузчаси таркибли бўлган узатмалар билан жиҳозланган машиналарда жун тозалаш ва тараш масалалари етарлича ўрганилмаган. Юқорида келтирилган муаммолар ечимини топиш учун эгилувчан бўғинли ва қайишқоқ элементли ёпиқ контурли ричагли механизмларнинг ресурс тежамкор конструкцияларини ишлаб чиқиш, уларни структуравий ҳисоблаш, кинематик ва динамик жиҳатдан синтез ҳамда анализ қилиш усулларини такомиллаштириш учун тадқиқотлар ўтказиш зарур.

**Диссертация тадқиқотининг диссертация бажарилган олий таълим муассасасининг илмий-тадқиқот ишлари режалари билан боғлиқлиги.** Диссертация тадқиқоти Наманган муҳандислик-қурилиш институти ҳамда Тошкент тўқимачилик ва енгил саноат институтининг ишлари режасининг №ФМ-1-040 “Эгилувчан звеноли ва ўзгарувчан параметрли кулисаги механизмлар динамикаси” (2005-2006 йй.), №Ф5-032 “Ўзгарувчан параметрли механизмларнинг анализ ва синтези илмий асосларини ишлаб чиқиш” (2007-2011 йй.) №ОТ-Ф2-61 “Тўқимачилик ва енгил саноати асосий технологик машиналарнинг таркибли кинематик жуфтли ва қайишқоқ элементли янги ричагли механизмларни ҳисоблашнинг илмий асосларини яратиш” (2017-2020 йй.), №ВА-ОТА3-04 “Жунни ўсимлик кўшимчаларидан тозалаш учун ресурс тежамкор ва юқори самарадор машиналарнинг конструкцияларини ва параметрларини ҳисоблаш усулларини ишлаб чиқиш” (2017-2018 йй.), №ЁОТ-Фтех-2018-53 “Маҳаллий жунларни ўсимлик кўшимчаларидан тозалаш технологиясини илмий асосларини ишлаб чиқиш” (2018-2019 йй.) мавзулардаги лойиҳалари доирасида бажарилган.

**Тадқиқотнинг мақсади** эгилувчан бўғинли ва қайишқоқ элементли ричагли механизмларнинг янги схемаларини ва параметрларини ҳисоблаш усулларини ишлаб чиқишдан иборат.



### **Тадқиқотнинг вазифалари:**

эгиловчан бўғинли кулисали механизмларнинг янги схемаларини ишлаб чиқиш;

технологик машиналар юритмалари учун қайишқоқ элементли кривошип-ползунли ва кривошип-коромислоли механизмларни ишлаб чиқиш;

ричагли, кулачокли ва тишли механизмларнинг кинематик жуфтларидаги ортиқча боғланишлар сонини камайтириш имконини берадиган қайишқоқ элементларни ўрнатиш схемалари ва усулларини ишлаб чиқиш;

эгиловчан бўғинли ва ўзгарувчан параметрли кулисали механизмларни кинематик анализ усулини ишлаб чиқиш, симметрик эгиловчан контурга эга бўлган кулисали механизмлар учун умумлашган кинематик моделни тузиш;

таркибли кинематик жуфтлардаги қайишқоқ втулкаларнинг максимал деформациясини ҳисобга олган ҳолда тўрт бўғинли ричагли механизмлар бўғинларини кинематик параметрларини аниқлаш учун аналитик боғланишларни ишлаб чиқиш;

қайишқоқ боғланишли кривошип-коромислоли механизм коромислосининг четки ҳолатидаги машина агрегатининг динамик масалаларини ечиш;

валлардаги буровчи моментни ўзгартиришдан шестерня ва ғилдирак втулкаларининг бурчак силжишлари деформациясини ўзгариши ҳамда таркибли тишли ғилдиракдаги втулка амортизаторини силжиш деформациясини ва силжиш модули орасидаги боғланишни асослаш;

симметрик эгиловчан контурли ва ўзгарувчан параметрли кулисали механизмларнинг кинематик ва динамик моделини тузиш ҳамда параметрларини асослаш;

ишлаб чиқариш синов натижалари асосида тикув машиналари ва жунни тозалаш, тараш машиналарининг юритмаларидаги қайишқоқ элементли таркибли юлдузчаси бўлган ёпиқ контурли занжирли узатма ҳамда таркибли кинематик жуфтли ричагли механизмларнинг сифат кўрсаткичларини асослаш.

**Тадқиқотнинг объекти** сифатида технологик машиналардаги эгиловчан бўғинли кулисали, кривошип-коромислоли, тишли механизмлар ва таркибли ҳамда қайишқоқ элементли юлдузчаси бўлган ёпиқ занжирли узатма олинган.

**Тадқиқотнинг предмети** структуравий ва кинематик схемалар, механизм бўғинлари ҳаракатини ифодаловчи математик, динамик моделлар, график боғланишлар, прибор ва қурилмалар, механизмларнинг ҳаракат қонунлари ва параметрларининг тавсия этилган қийматларини ташкил этади.

**Тадқиқотнинг усуллари.** Тадқиқот жараёнида олий математика, машина ва механизмлар назарияси, тебранишлар назарияси, машиналар динамикаси, тикувчилик ишлаб чиқариши ва жунни тозалаш технологияси усулларидан фойдаланилган.

**Тадқиқотнинг илмий янгилиги** қуйидагилардан иборат:

қайишқоқ элементли текис ричагли, кулачокли ва тишли механизмларнинг кинематик жуфтларидаги ортиқча боғланишлар сонини аниқлаш усули ишлаб чиқилган;

графлар назарияси асосида эгилувчан бўғинли кулисали механизмларни структуравий анализ ва синтез қилиш усули ишлаб чиқилган;

эгилувчан бўғинли ва ўзгарувчан параметрли кулисали механизмларни кинематик анализи асосида, симметрик эгилувчан ёпик контурли кулисали механизмнинг умумлашган кинематик модели ишлаб чиқилган;

кулиса стерженини етакловчи бўғинга боғланиш характериға боғлиқ ҳолда етакланувчи бўғиннинг ҳаракат траекторияси аниқланган;

таркибли кинематик жуфти бўлган ричагли тўрт бўғинли механизмни қайишқоқ втулкаларининг максимал деформацияланишини ҳисобға олган ҳолда бўғинларнинг кинематик параметрларини ҳисоблаш формулалари ишлаб чиқилган;

валлардаги буровчи моментни ўзгариши билан шестерня ва ғилдирак втулкаларининг бурчак силжишлари деформациясини ўзгариши ҳамда таркибли тишли ғилдиракдаги втулка амортизаторини силжиш деформацияси ва силжиш модули орасидаги боғланиш графиги ишлаб чиқилган;

ишқаланиш моментини кинематик жуфт узунлиги ва ариқча (канавка) энини ўзгаришиға боғлиқ ҳолда ўзгаришини ифодалаш имконини берадиган боғланишлар ишлаб чиқилган.

**Тадқиқотнинг амалий натижалари** қуйидагилардан иборат:

технологик машиналар юритмалари учун эгилувчан бўғинли кулисали механизмларнинг янги схемаси ишлаб чиқилган;

жун тозалаш ва тараш машиналари юритмасидаги қайишқоқ элементли ҳамда таркибли юлдузчаси бўлган ёпик контурли занжирли узатмалар конструкцияси такомиллаштирилган;

тикув машиналарида материал суриш ва игна механизмларидаги кривошип-ползунли ва кривошип-коромислоли механизмлар конструкциялари такомиллаштирилган.

**Тадқиқот натижаларининг ишончлилиги.** Тадқиқот натижаларининг ишончлилиги аниқ қўйилган вазифа асосида оинган, назарий тадқиқотлар натижаларини тажриба тадқиқотлар маълумотлари билан мутаносиб келиши, тавсия этилган механизмларни юритма сифатида технологик машинаға ўрнатилиб, ўтказилган тажриба синовининг ижобий натижалари билан тақослаш орқали изоҳланади.

**Тадқиқот натижаларининг илмий ва амалий аҳамияти.** Тадқиқот натижаларининг илмий аҳамияти эгилувчан бўғинли кулисали механизмлар, қайишқоқ элементли ричагли, тишли ва занжирли механизмларнинг янги конструкциялари ва уларнинг параметрларини ҳисоблаш усулларини ишлаб чиқиш, структуравий, кинематик ва динамик масалаларини ечилиши, ишчи органларнинг ҳаракат қонунларини аниқлаш ва уларнинг параметрларини асосланиши, график боғланишларни аниқланганлиги ва технологик машиналар юритмалари учун параметрларни тавсия этилганлиги билан изоҳланади.

Тадқиқот натижаларини амалий аҳамияти қайишқоқ элементли ва таркибли кинематик жуфтга эға кривошип-ползунли ҳамда кривошип-коромислоли механизмларнинг жун тозалаш ва тараш, тикув машинасида материални суриш ва игна механизмининг янги схемалари яратилиши,

шунингдек, қайишқоқ элементли таркибли юлдузчаси бўлган ёпиқ контурли занжирли узатма яратилиши бидан изоҳланади.

**Тадқиқот натижаларининг жорий қилиниши.** Эгилувчан бўғинли ва қайишқоқ элементли ричагли механизмларнинг янги схемаларини ва параметрларини ҳисоблаш усулларини ишлаб чиқиш учун олиб борилган тадқиқотлар бўйича илмий натижалар асосида:

узатиш механизмида қайишқоқ элементли таркибли юлдузчаси бўлган ёпиқ контурли занжирли узатма билан жиҳозланган жун тозалаш ва тараш консерваль машинасининг модернизацияланган секцияси “Ўзчармсаноат” уюшмаси тизимидаги корхонада, жумладан “О`КТАМ-КО” МЧЖ корхонасида жорий этилган (“Ўзчармсаноат” уюшмасининг 2018 йил 29 ноябрдаги МЗ-3/2490-сон маълумотномаси). Натижада толаларни ажралиш коэффицентини 0,93% га пасайтириш, ажратиб олинган ифлосликлардаги жун толалари миқдорини 2,5-3,5% га камайтириш ва ишчи органларнинг иш ресурсларини 15-20% гача ошириш имконини берган;

ишлаб чиқилган материални суриш механизми асосида модернизациялашган тикув машинаси “Ўзтўқимачиликсаноат” уюшмаси тизимидаги корхонада, жумладан “Маишийтехсоз” МЧЖ корхонасида жорий этилган (“Ўзтўқимачиликсаноат” уюшмасининг 2018 йил 4 декабрдаги БМ-06-6305-сон маълумотномаси). Натижада тикув машинасининг иш унумини 15-20% гача ошириш имконини берган;

ишлаб чиқилган игна механизми асосида такомиллаштирилган тикув машинаси “Ўзтўқимачиликсаноат” уюшмаси тизимидаги корхонада, жумладан “Маишийтехсоз” МЧЖ корхонасида жорий этилган (“Ўзтўқимачиликсаноат” уюшмасининг 2018 йил 4 декабрдаги БМ-06-6305-сон маълумотномаси). Натижада тикув машинаси игнасининг иш ресурсини 2,1-2,4 мартага ошириш имконини берган;

ишлаб чиқилган таркибли кинематик жуфтли янги кривошип-ползунли механизми бўлган тикув машинаси “Ўзтўқимачиликсаноат” уюшмаси тизимидаги корхонада, жумладан “ХУЖАОБОД” МЧЖ конхонасида жорий этилган (“Ўзтўқимачиликсаноат” уюшмасининг 2018 йил 4 декабрдаги БМ-06-6305-сон маълумотномаси). Натижада мавжуд тикув машинасига нисбатан модернизациялашган тикув машинасининг иш унумини 1,1-1,2 мартага ошириш имкони яратилган;

ишлаб чиқилган таркибли кинематик жуфтли янги кривошип-коромислоли механизми бўлган тикув машинаси “Ўзтўқимачиликсаноат” уюшмаси тизимидаги корхонада, жумладан “ХУЖАОБОД” МЧЖ конхонасида жорий этилган (“Ўзтўқимачиликсаноат” уюшмасининг 2018 йил 4 декабрдаги БМ-06-6305-сон маълумотномаси). Натижада мавжуд тикув машинасига нисбатан модернизациялашган тикув машинасининг иш ресурсини 2,2-2,7 мартага ошириш имкони яратилган.

**Тадқиқот натижаларининг апробацияси.** Диссертациянинг тадқиқот натижалари 16 та, жумладан 11 та халқаро ва 5 та Республика илмий-амалий анжуманларида муҳокамадан ўтказилган.

**Тадқиқот натижаларининг эълон қилинганлиги.** Диссертация мавзуси бўйича 1 та ихтиро учун патент олинган, 28 та илмий ишлар чоп этилган., Ўзбекистон Республикаси Олий аттестация комиссиясининг докторлик (DSc) диссертациялари асосий илмий натижаларини чоп этиш тавсия этилган илмий нашрларда 10 та мақола, жумладан, 6 таси Республика ва 4 таси хорижий, журналларида ва 2 та монография нашр этилган.

**Диссертациянинг тузилиши ва хажми.** Диссертация таркиби кириш, олти боб, хулоса, фойдаланилган адабиётлар рўйхати ва иловалардан иборат. Диссертация хажми 200 бетни ташкил этади.

Муаллиф диссертация иши бўйича назарий ва тажрибавий тадқиқотларни бажаришда маслаҳатлари учун устоз олим, т.ф.д., профессор К.А.Каримовга чуқур миннатдорчилик билдиради.

## **ДИССЕРТАЦИЯНИНГ АСОСИЙ МАЗМУНИ**

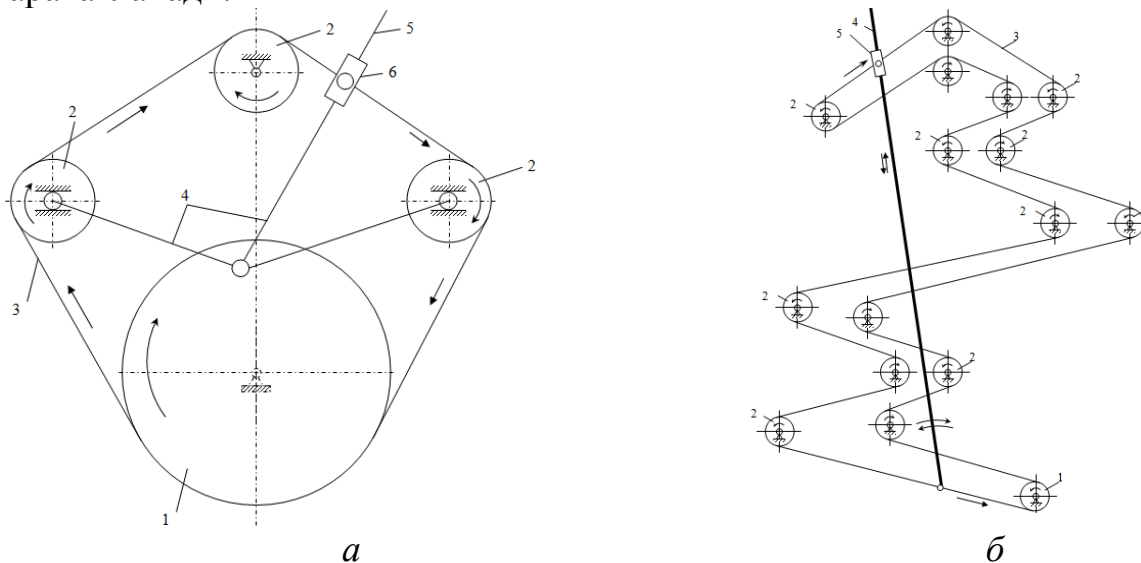
**Кириш** қисмида ўтказилган тадқиқотларнинг долзарблиги ва зарурияти асосланган, тадқиқот мақсади ва вазифалари шакллантирилган, тадқиқот объекти ва предметлари аниқланган, республика фан ва технологияси тараққиётининг устувор йўналишларига мослиги кўрсатилган, тадқиқотнинг илмий янгилиги ва амалий натижалари баён этилган, олинган натижаларнинг ишончлилиги асосланган, уларнинг назарий ва амалий аҳамияти очиқ берилган, тадқиқот натижаларининг амалиётга жорий қилинганлиги, ишнинг апробация натижалари, эълон қилинган ишлар ва диссертациянинг тузилиши бўйича маълумотлар келтирилган.

Диссертациянинг **“Қайишқоқ элементли текис ричагли ва эгилувчан бўғинли кулисали механизмлар ва улар конструктив схемаларини ўрганиш ишлари таҳлили”** деб номланган биринчи бобида ричагли механизмларнинг конструкциялари ва таҳлил қилиш усулларини такомиллаштириш бўйича қилинган ишлар баён этилган адабиётлар таҳлиliga бағишланган ҳамда мавжуд шундай механизмларнинг конструктив ва кинематик камчиликлари кўрсатиб ўтилган.

Ҳ.Х.Усмонхўжаев, А.Джураев, Ғ.Ш.Зокиров, К.А.Каримов, Р.И.Каримов, Ш.П.Алимухамедов, А.А.Малышев, В.А.Юдин, А.П.Бессонов, Ф.М.Куровский, Н.И.Колчин, Н.И.Левитский, Э.Е.Пейсак, В.А.Зиновьев, С.А.Черкудинов, Ф.Л.Литвин, С.Абдураимов, У.А.Джолдасбеков ва бошқалар томонидан ричагли механизмларнинг кўплаб янги схемалари яратилган ҳамда уларнинг кинематик ва динамик ҳисоблаш усуллари ишлаб чиқилган. Бироқ ҳаракат қонуни корректланган ва ортиқча боғланишлар сонини йўқотадиган қайишқоқ элементли ричагли механизмлар кинематик схемалари ишлаб чиқилганлиги, шунингдек, қайишқоқ элементни ҳисобга олган ҳолда бундай механизмларнинг анализ ва синтез қилиш усуллари етарли эмас. Шу сабабли, қайишқоқ элементли ричагли механизмларнинг бир нечта янги схемалари ишлаб чиқилди.

1-расмда янги яратилган эгилувчан бўғинли кулисали механизм (ЭБКМ)лар тасвирланган. Тасвирланган ЭБКМ етакловчи 1 ва йўналтирувчи шкив 2лар, уларни қамраб олган эгилувчан бўғин 3, ричаг 4лар, бунда ричаг

4лар бир учи билан етакловчи бўғинга шарнирли боғланган ва кейинги учи билан иккита йўналтирувчи шкивлар айланиш ўқларига шарнирли боғланган, кулиса стержен 5, бир учи билан етакловчи шкив ва иккинчи учи билан эгилувчан бўғинга кулиса тоши орқали боғланган. Бунда ричагларнинг учи ва кулиса стерженининг бир учи етакловчи бўғинга битта ўқ билан шарнирли боғланган. Бундай боғланиш эвазига етакловчи бўғин 5га текис айланма-тебранма ҳаракат берилади. Шу билан бирга йўналтирувчи шкивларнинг айланиш ўқлари ричагларга шарнирли боғланганлиги сабабли циклик ўзгарувчан йўналишди “e” масофага тенг бўлган масофага силжиб ҳаракатланади.



1-расм Эгилувчан бўғинли кулисали механизм

ЭБКМнинг 1б-расмда тавсия этилаётган схемасида етакланувчи бўғин текис параллел илгариланма-қайтма ва айланма ҳаракатларни бажаради.

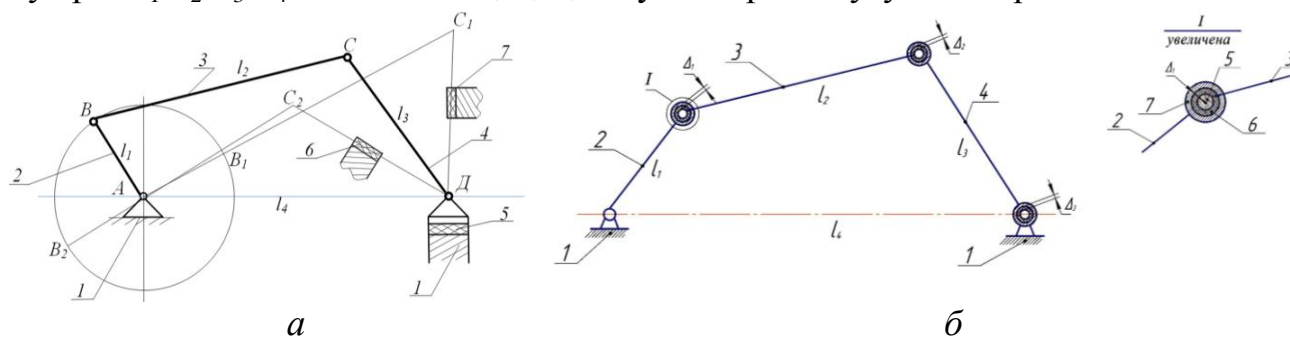
Тавсия этилаётган кривошип-коромислоли механизм куйидагилардан ташкил топган: таянч (корпус) 1, кривошип 2, шатун 3 ва коромисло 4 ўзаро бир-бири билан *A, B, C, D* шарнирлар орқали боғланган. Коромисло *D* шарнири билан таянч 1га резина ёстиқча 5 воситасида ўрнатилган ва коромисло ҳар икки томонидан қайишқоқ (резина) амортизаторлар 6 ва 7 орқали таянчга боғланган (2а-расм).

Тавсия этилаётган кривошип-коромислоли механизм коромислони энг четки ҳолатидан қайтишда ҳосил бўладиган тебраниш режимини силлик ўтишига имкон беради ва бу эса механизмнинг иш ресурсини ҳамда ишончлилигини оортишини таъминлайди.

Тавсия этилаётган кейинги кривошип-коромислоли механизм: таянч 1, кривошип 2, шатун 3 ва коромисло 4дан иборат. 2 ва 3, 3 ва 4, 4 ва 1 бўғинлар орасидаги шарнирлар таркибли тайёрланган бўлиб, ўқ 5 ва унга кийдирилган қайишқоқ втулка 6 ва ўз навбатида унга механизмнинг 1, 2, 3, 4 бўғинлари билан бикр боғланган втулка 7 ўрнатилган. Бунда қайишқоқ втулкалар бнинг қалинлиги куйидаги тенгликдан олинган:

$$\Delta_1 = \frac{l_2}{l_1} \cdot 1,0 \text{ мм}; \quad \Delta_2 = \frac{l_3}{l_2} \cdot 1,0 \text{ мм}; \quad \Delta_3 = \frac{l_4}{l_3} \cdot 1,0 \text{ мм},$$

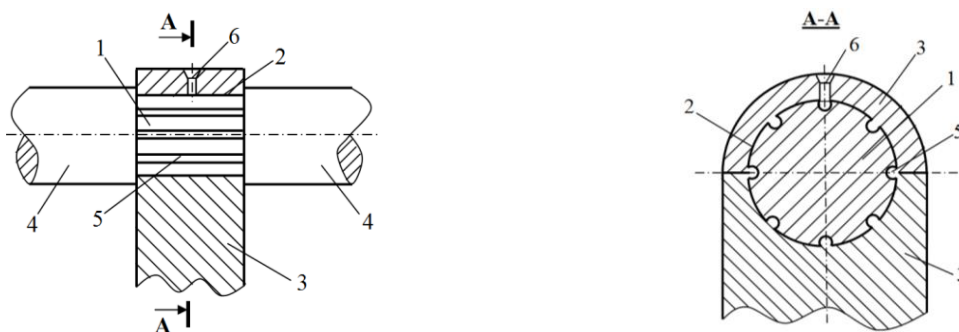
бу ерда  $l_1, l_2, l_3, l_4$ -мос ҳолда 1, 2, 3, 4-бўғинларнинг узунликлари.



2-расм. Кривошип-коромислоли механизм

Бундай механизм технологик жараёни интенсификациялаш учун машинадаги бўғин (ёки бўғин нуқтасини) ҳаракатини зарур бўлганда ўзгартириш (корректлаш) имконини беради.

Айланма кинематик жуфтликнинг ишлаб чиқилган ресурстежамкор конструкциясидаги ички цилиндрик тешик 2га ўрнатилган ва улар доимий контактда бўлиб, цилиндр 1 корпус 3нинг қўзғалмас цилиндри 2га нисбатан айланиши мумкин. Бунда 1 ва 2 цилиндрларнинг ўқи бўйича нисбий ҳаракати мавжуд эмас, чунки цилиндр (вал) 1да буртиқлар 4 ҳосил қилинган. Цилиндр 1да аниқ қадам ва чуқурликка эга ариқчалар 5 бўлиб, уларнинг кўндаланг кесими айлана шаклига эга. Корпус 3нинг цилиндри 2да тешик 6 бўлиб, у орқали кинематик жуфт элементларига мойловчи материал юборилади (3-расм).

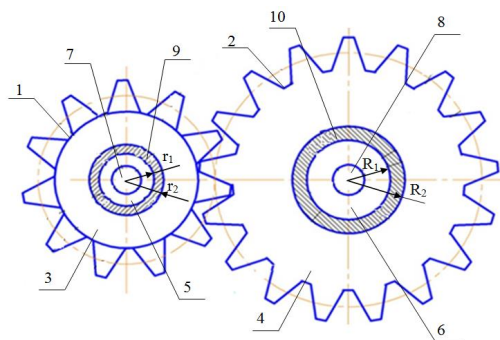


3-расм. Бешинчи синф айланма кинематик жуфт

Узатма валларидаги тебранишлар миқдорини камайтириш, иш ресурсини ошириш, шунингдек, шовқинни камайтириш мақсадида тишли узатманинг янги схемаси ишлаб чиқилди (4-расм). Бундай механизмда қайишқоқ втулка 10нинг кўндаланг кесим юзасини қайишқоқ втулка 9ни кўндаланг кесим юзасига нисбати тишли узатманинг узатиш сонига тенг қилиб олинган, яъни қуйидаги тенглик бажарилади:

$$u_{12} = \frac{\dot{\varphi}_1}{\dot{\varphi}_2} = \frac{S_2}{S_1} = \frac{R_2^2 - R_1^2}{r_2^2 - r_1^2},$$

бу ерда  $\dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_2$ -мос равишда 1 ва 2 тишли ғилдирақларнинг бурчак тезлиги;  $R_1, R_2$ - қайишқоқ втулка 10нинг ички ва ташқи радиуслари;  $r_1, r_2$ - қайишқоқ втулка 9ни ички ва ташқи радиуслари.



4-расм. Таркибли тишли ғилдиракли узатма

Тавсия этилаётган тишли узатмада қайишқоқ втулкаларнинг амортизацияси ҳисобига тишларни ёйилиши ва узатмадаги шовқинлар камаяди.

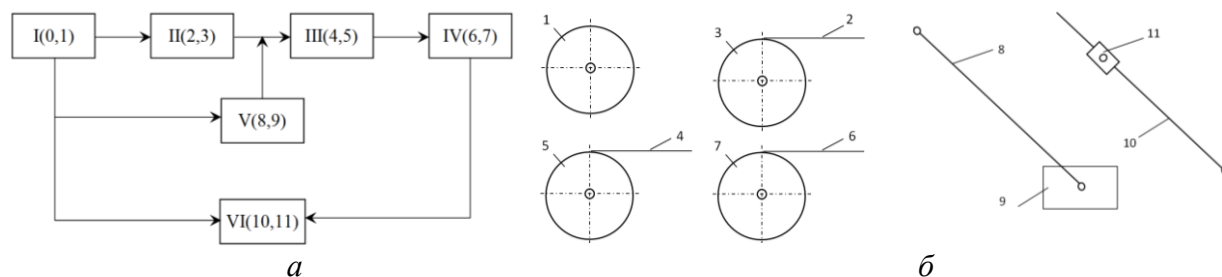
Диссертациянинг “Қайишқоқ элементли текис ричагли механизмларни структуравий анализ усулларини ишлаб чиқиш” деб номланган иккинчи бобида қайишқоқ элементли текис механизмлар, ричагли механизмлар ҳамда ЭБКМларнинг структуравий анализ ва синтез усулларини ишлаб чиқиш бўйича қилинган тадқиқот натижалари келтирилган.

ЭБКМни структуравий анализи учун қуйидаги структура формуласи тавсия қилинган

$$W=3(N_1+N_2+N_3+N_4)-2P, \quad (1)$$

бу ерда  $N_1$ -шківлар сони;  $N_2$ -эгилювчан бўғинлар сони;  $N_3$ -стерженлар сони;  $N_4$ -бошқа кўзғалувчан бўғинлар сони;  $P$ -барча кинематик жуфтлар сони.

Бунда структура формуласи ва структура гуруҳлари 5-расмда тасвирланган.



5-расм. ЭБКМни структура формуласи (а) ва структура гуруҳлари (б)

Ричагли механизмларнинг кинематик жуфтларидаги ортиқча боғланишлар сони учун қайишқоқ элементлардан фойдаландик. Бундай механизмларни кўзғалувчанлик даражасини аниқлаш учун қуйидаги формула тавсия этилди

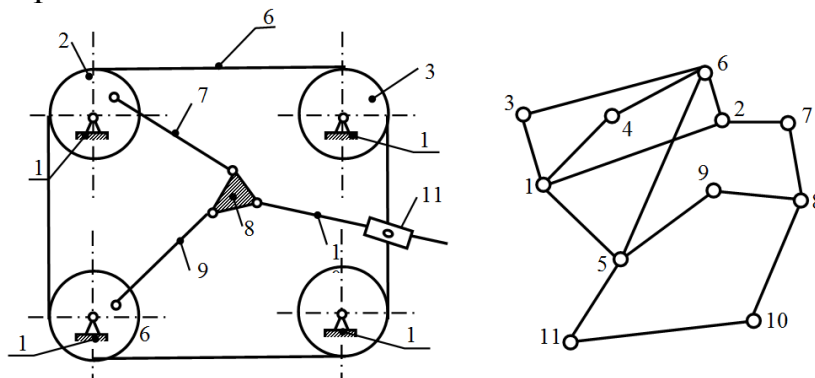
$$W = 6n - 5P_5 - 4P_4 + k + q, \quad (2)$$

бу ерда  $n$ -механизмдаги кўзғалувчан бўғинлар сони;  $P_5$ -бешинчи синф кинематик жуфтлар сони;  $P_4$ -4-класс кинематик жуфтлар сони;  $q$ -ортиқча боғланишлар сони;  $k$ -бўғинлар орасидаги ва кинематик жуфтлардаги, шунингдек, таркибли кинематик жуфтлардаги қайишқоқ элементлар сони.

2-расмда тасвирланган таркибли кинематик жуфтларга эга кривошип-коромислоли механизм учун (2) формулани қўлласак, ортиқча боғланишлар сони йўқолади, яъни:  $n=3$ ,  $P_5=4$ ,  $P_4=0$ ,  $W=1$ ,  $k=3$ ,  $q=0$ . худди шунингдек, 4-расмда тасвирланган таркибли ғилдираклардан иборат узатмада қайишқоқ

втулкаларни ўрнатиш билан ортикча боғланишлар сони камаяди, яъни:  $n=2$ ,  $P_5=2$ ,  $P_4=1$ ,  $k=2$ ,  $q=1$  бўлади.

Бўғинларнинг турли мураккабликдаги ҳаракат қонунларини олиш учун ЭБКМларнинг кинематик схемаларини яратиш учун граф назариясидан фойдаланилди. Механизм графи сифатида белгилаб олинган граф олинади, граф чўққиларини қуйидагича тартибда рақамлаб оламиз: 1-таянч, 2-кириш бўғини, 3, 4 ва х.к.-қолган кўзгалувчан бўғинлар. Қуйидаги 6-расмда ЭБКМ ва уни графи тасвирланган.



6-расм. ЭБКМ кинематик схемаси ва унинг графи

Диссертациянинг “Қайишқоқ элементли таркибли кинематик жуфтли ричагли ва ЭБКМ кинематикаси” деб номланган учинчи бобида симметрик схемаларга эга ЭБКМ учун умумлашган кинематик модел ва бундай схемадаги ЭБКМни кинематик анализ натижалари келтирилган. Шунингдек, қайишқоқ элементли кривошип-коромислоли механизмларнинг кинематик характеристикалари берилган.

ЭБКМларда шкивлар сони ортиши билан улар орасидаги эгилувчан бўғинларнинг тўғри чизиқли ва эгри чизиқли участкалари сони ҳам ортади, яъни қуйидаги тенглик бажарилади:

$$S=n+1,$$

бу ерда  $S$ -тегишли участкалар сони,  $n$ -механизмдаги шкивлар сони.

Етакланувчи бўғиннинг қаралаётган элементи эгри чизиқли участкада қуйидаги қонун бўйича ҳаракатланади:

$$x_i = l_i + r_i \cos \omega_i t; \quad y_i = r_i \sin \omega_i t, \quad (3)$$

бу ерда  $l$ -етақловчи ва йўналтирувчи шкивлар марказлари орасидаги масофа. Бу ҳаракат тегишли шкив айланасига ўтказилган уринма билан перпендикулярини кесишиш нуқтасидан бошланади. Бу участкадаги ҳаракат вақти қуйидагига тенг

$$t = \frac{\pi/2 - \alpha_i}{R\omega/r_i},$$

бу ерда  $\alpha_i$ -эгилювчи бўғин билан  $OX$  ўқи орасидаги бурчак;  $R$ -етақловчи шкив радиуси.

Бу ҳаракат кейинги тегишли шкив айланасига ўтказилган уринма билан унга ўтказилган перпендикулярни кесишиш нуқтасида тугайди.

Тўғри чизиқли участкага ўтганда ҳаракат қонуни қуйидаги кўринишда бўлади



$$\begin{cases} x_i = \ell_i + r_i \sin \alpha_i - [R\omega t - r_i(\pi/2 - \alpha_i)] \cos \alpha_i \\ y_i = r_i \cos \alpha_i - [R\omega t - r_i(\pi/2 - \alpha_i)] \sin \alpha_i \end{cases}$$

Бу ҳаракат эгри чизикли участкани бошланиш нуқтасигача давом этади. Бу нуқта кейинги шкив айланасига ўтказилган уринма билан уринмага ўтказилган перпендикулярни кесиш нуқтасига мос тушади.

Бу ҳаракат вақти қуйидагига тенг

$$t = \frac{\pi/2 - \alpha_i}{R\omega/r_i} + \frac{h}{R\omega \sin \alpha_i},$$

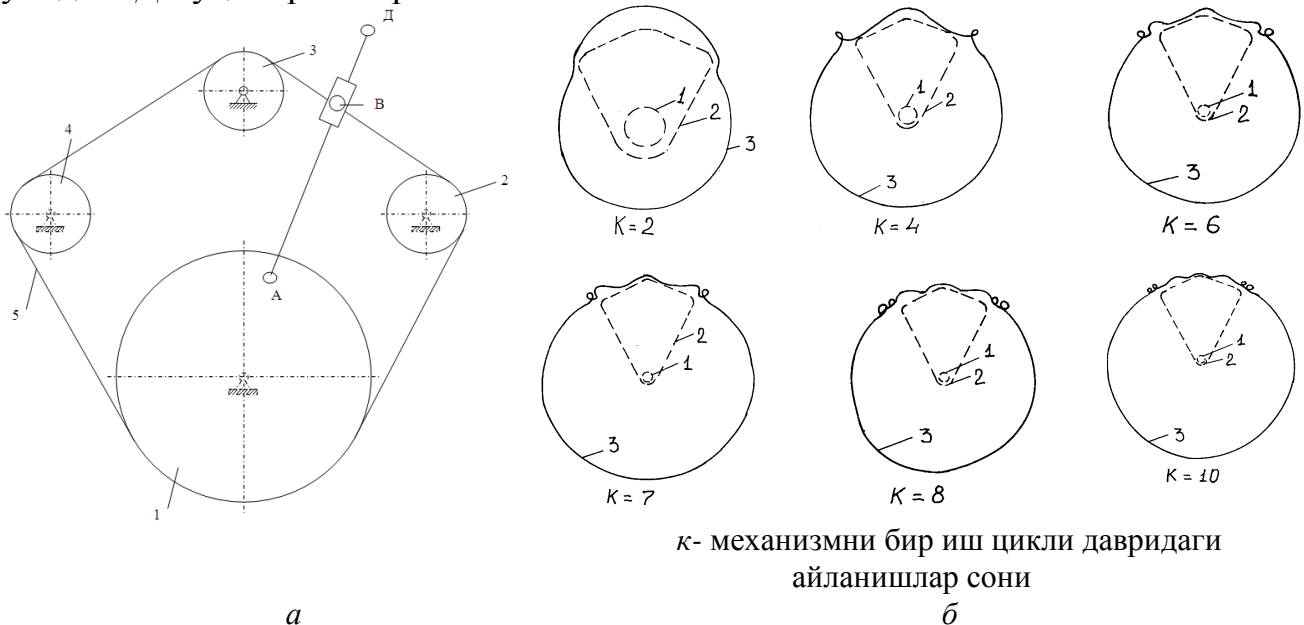
бу ерда  $h$ -кейинги шкив ординатаси.

Шундай қилиб, кўрилаётган характерли нуқталар орқали ўтувчи тўғри чизик тенгламасидан фойдаланиб кулиса стерженини (кулиса стержени эркин учининг) ҳаракат қонуни қуйидагича келиб чиқар экан.

$$x = x_i \pm \frac{L}{\sqrt{k^2 + 1}}; y = y_i \pm \frac{kL}{\sqrt{k^2 + 1}}, \quad (4)$$

бу ерда  $L$ -кулиса узунлиги;  $k$ -тўғри чизик бурчак тангенси.

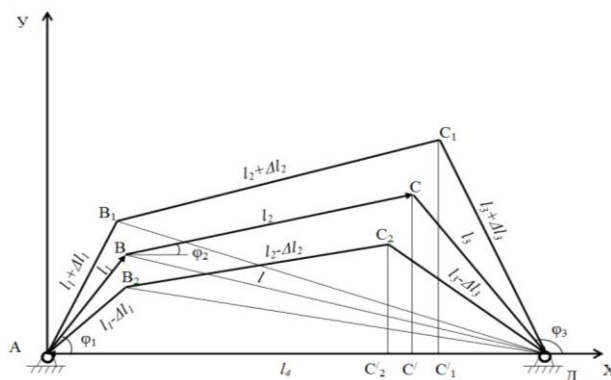
Шундай қилиб (4)-формула ёрдамида турли симметрик эгилувчан контурларга эга бўлган ЭБКМларнинг кулиса стерженини траекториясини олиш мумкин. 7-расмда ЭБКМни кинематик схемаси (а) ва кинематика масалалар натижалари (б) келтирилган. 7б-расмда: 1-А нуқта (кулиса стержени ва етакловчи бўғинга тегишли нуқта) траекторияси; 2-кулиса стерженини эгилувчан бўғинга боғланган В нуқта траекторияси; 3-кулиса стержени эркин учидagi Д нуқта траекторияси.



7-расм. Тадқиқ этилётган ЭБКМ кинематик схемаси

Кинематик анализ натижаларини таҳлил қилиш шуни кўрсатадики,  $k$  сонини ортиб бориши билан механизмнинг габарит ўлчамлари ҳам ортиб борар экан. Бу механизмнинг иш қобилиятига салбий таъсир этиши мумкин. Шу сабабли чиқиш бўғинининг мураккаб ҳаракатини олиш учун бошқа турдаги ЭБКМлар схемаси ишлаб чиқилган.

Тавсия этилган кривошип-коромислоли механизм учун шатун ва кривошип орасидаги, шунингдек, шатун ва коромисло орасига ўрнатилган қайишқоқ элементларни деформациясини ҳисобга олган ҳолда ҳисоблаш схемаси 8-расмда тасвирланган.



8-расм. Қайишқоқ элементли ва таркибли шарнирли кривошип-коромислоли механизмни ҳисоб схемаси

Кинематик жуфтлардаги қайишқоқ втулкаларнинг деформациясини максимал ва минимал қийматларда белгиланган кўринишда ҳисобга оламиз. Бунда кривошип, шатун ва коромисло узунликлари кинематик жуфтлардаги қайишқоқ втулкалар деформациясининг белгиланган қийматлари ҳисобига қисқариши ёки узайиши мумкин.

Тавсия этилаётган механизм кинематикасини ўрганишда  $B$  ва  $C$  шарнирлардаги қайишқоқ элементларнинг белгиланган деформациясини ҳисобга олган ҳолда маълум бўлган векторли контурлар усулидан фойдаланамиз.

$$\varphi_{3\min} = \arccos \frac{(l_2 - \Delta l_2)^2 - (l_1 - \Delta l_1)^2 - (l_3 - \Delta l_3)^2 - l_4^2 + 2(l_1 - \Delta l_1)l_4 \cos \varphi_1}{2(l_3 - \Delta l_3)\sqrt{(l_1 - \Delta l_1)^2 + l_4^2} - 2(l_1 - \Delta l_1)l_4 \cos \varphi_1} +$$

$$+ \arctg \frac{(l_1 - \Delta l_1) \sin \varphi_1}{(l_1 - \Delta l_1) \cos \varphi_1 - l_4}$$

8-расмдан қуйидагиларни кўриш мумкин:

$$\Delta \varphi_2 = \varphi_{2\max} - \varphi_2 = \varphi_2 - \varphi_{2\min}; \quad \Delta \varphi_3 = \varphi_{3\max} - \varphi_3 = \varphi_3 - \varphi_{3\min};$$

$$\varphi_2 = \frac{\varphi_{2\max} + \varphi_{2\min}}{2}; \quad \varphi_3 = \frac{\varphi_{3\max} + \varphi_{3\min}}{2}$$

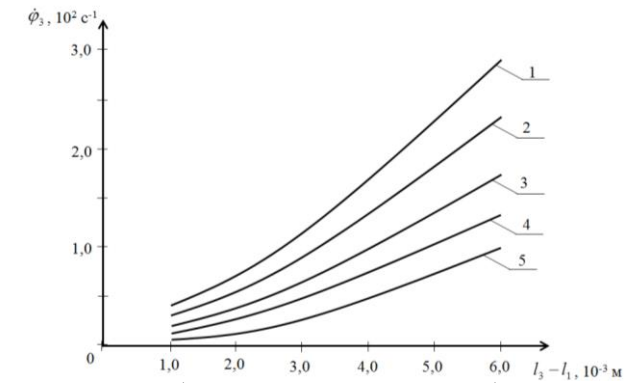
Бунда кривошип ва шатун орасидаги шарнир ўқининг чизиқли тезлиги қуйидаги чегарада ўзгаради:

$$V_{\max} = (l_1 + \Delta l_1)\omega_1; \quad V_{\min} = (l_1 - \Delta l_1)\omega_1$$

Таркибли шарнирларда қайишқоқ элемент ўрнатилган кривошип-коромислоли механизмнинг кинематика масалаларини ечишда параметрларнинг қуйидаги қийматлари олинади:  $\omega_1=350 \text{ с}^{-1}$ ;  $l=32 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;  $l_2=65 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;  $l_3=36 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;  $l_4=62 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;  $\Delta l_1=(1,8 \dots 2,1) \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;  $\Delta l_2=(0,06 \dots 1,0) \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;  $\Delta l_3=(1,7 \dots 2,0) \cdot 10^{-3} \text{ м}$ .

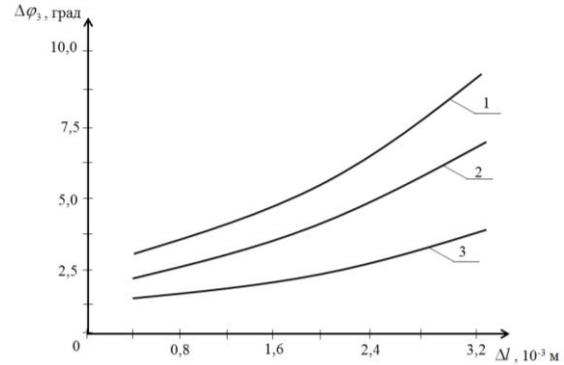
Олинган натижалар 9-расмда келтирилган. Графикларни таҳлили шуни кўрсатдики,  $\Delta l_1$  ни  $0,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  дан  $3,2 \cdot 10^{-2} \text{ м}$  га ортирилганда  $\Delta \varphi_2$  миқдори  $1,2^\circ$  дан  $3,25^\circ$  гача ортяпти.  $\Delta l_3$  нинг қийматининг ортиши билан  $\Delta \varphi_2$   $2,25^\circ$  га ошмоқда.

Бирок  $\Delta l_2$  нинг миқдорини узайтириш билан  $\Delta\varphi_2$  миқдори деярли ўзгаришсиз қолмоқда. Ўзгариш  $0,4^\circ \dots 0,5^\circ$ ни ташкил этмоқда. Шу сабабли шатунни юқори частотали тебранишлар амплитудаси билан шарнирлардаги қайишқоқ элементларнинг белгиланган деформацияси ҳисобига таъминлаш учун  $\Delta l_1$  ва  $\Delta l_3$  қийматларини ўзгартириш ва  $\Delta l_2$  ни ўзгартирмай қолдириш мақсадга мувофиқ. Шу билан бирга коромислони юқори частотали амплитудасини ошириш учун  $\Delta l_1$  фарқини ўзгартиш ҳам мақсадга мувофиқ.



1- $\omega_1=425 \text{ c}^{-1}$  бўлганда; 2- $\omega_1=400 \text{ c}^{-1}$  бўлганда;  
3- $\omega_1=375 \text{ c}^{-1}$  бўлганда; 4- $\omega_1=350 \text{ c}^{-1}$  бўлганда;  
5- $\omega_1=325 \text{ c}^{-1}$  бўлганда;

*a*



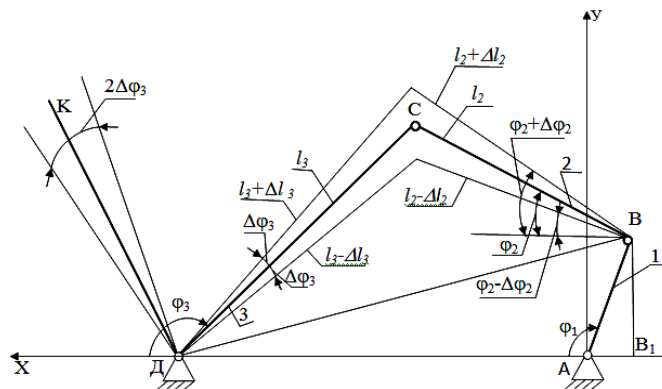
1-  $f(\Delta l_1)$  бўлганда; 2-  $f(\Delta l_3)$  бўлганда;  
3-  $f(\Delta l_2)$  бўлганда;

*б*

**9-расм. а-Коромислони бурчак тезлиги  $\dot{\varphi}_3$  ни  $l_3-l_1$  узунликлар фарқига боғлиқ ҳолда ўзгартириш қонуниятига; б-Коромислони бурчак силжишини  $\Delta l_1$ ,  $\Delta l_2$  ва  $\Delta l_3$  белгиланган миқдорларини ўзгаришига мос ўзгариш қонуниятига**

Ричагли тўрт бўғинли механизмда шатун ва коромысло орасидаги кинематик жуфтлик таркибли, яъни унга қайишқоқ элемент ўрнатилган.

Кинематик жуфтдаги қайишқоқ втулканинг максимал деформацияланиши ҳисобига ўқлар орасидаги масофани ҳисоблаш учун 10-расмда тасвирланган схемадан фойдаланамиз.



**10-расм. Қайишқоқ элементли текис ричагли механизм**

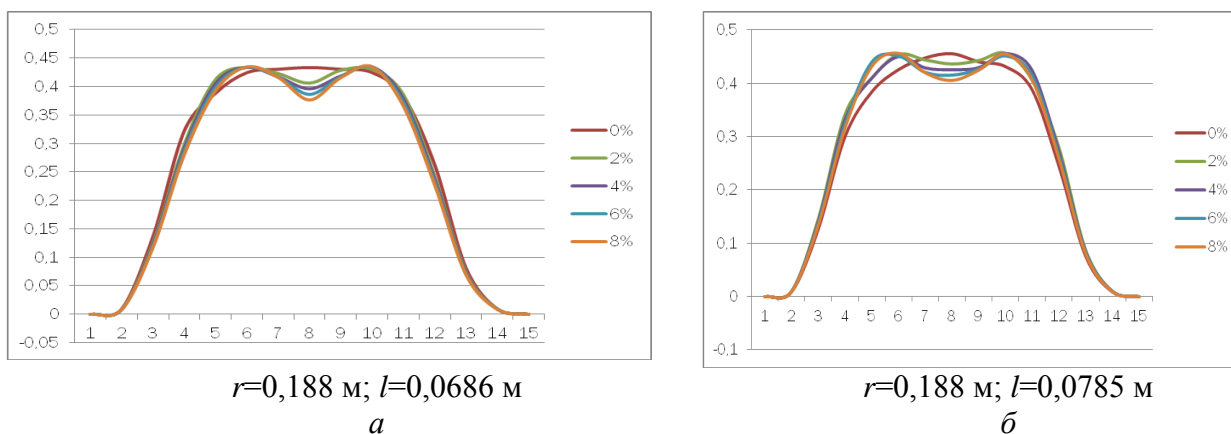
Юқоридаги ҳисоблаш схемасига асосан қуйидагича ёзиш мумкин:

$$\Delta\varphi_2 = \frac{1}{2} \left[ \begin{aligned} & \arccos \frac{l_1^2 + l_4^2 - 2l_1l_4 \cos \varphi_1 + (l_2 + \Delta l_2)^2 - (l_3 + \Delta l_3)^2}{2(l_3 + \Delta l_3)\sqrt{l_1^2 + l_4^2 - 2l_1l_4 \cos \varphi_1}} \\ & - \arccos \frac{l_1^2 + l_4^2 - 2l_1l_4 \cos \varphi_1 + (l_2 - \Delta l_2)^2 - (l_3 - \Delta l_3)^2}{2(l_2 - \Delta l_3)\sqrt{l_1^2 + l_4^2 - 2l_1l_4 \cos \varphi_1}} \end{aligned} \right]$$

$$\Delta\varphi_3 = \frac{1}{2} \left[ \begin{array}{l} \arccos \frac{l_1^2 + l_4^2 - 2l_1l_4 \cos \varphi_1 + (l_3 + \Delta l_3)^2 - (l_2 + \Delta l_2)^2}{2(l_3 + \Delta l_3)\sqrt{l_1^2 + l_4^2 - 2l_1l_4 \cos \varphi_1}} \\ - \arccos \frac{l_1^2 + l_4^2 - 2l_1l_4 \cos \varphi_1 + (l_3 - \Delta l_3)^2 - (l_2 - \Delta l_2)^2}{2(l_3 - \Delta l_3)\sqrt{l_1^2 + l_4^2 - 2l_1l_4 \cos \varphi_1}} \end{array} \right];$$

бунда  $\varphi_{3\max} = \varphi_3 + \Delta\varphi_3$ ;  $\varphi_{3\min} = \varphi_3 - \Delta\varphi_3$ ;  $\varphi_{2\max} = \varphi_2 + \Delta\varphi_2$ ;  $\varphi_{2\min} = \varphi_2 - \Delta\varphi_2$

Куйилган масалани сонли усулда ечиш асосида резинали втулкани деформациясини ҳисобга олган ҳолда ва  $r$  ҳамда  $l$  қийматларини вариациялашга боғлиқ ҳолда коромислони бурчак силжиши қонунлари олинди ва натижалар 11-расмда тасвирланган.



11-расм. Коромислонинг ҳаракат қонунлари

Диссертациянинг “Ричагли ва ЭБКМларни динамик тадқиқ этиш” деб номланган тўртинчи бобида қайишқоқ элементи бўлган ричагли кривошип-коромислоли механизм, таркибли ғилдиракли тишли узатмаларни динамик анализ қилиш натижалари, кинематик жуфтликдаги ишқаланиш моментини ҳисоблаш ва ЭБКМ ларни динамик анализи натижалари келтирилган.

Кўплаб технологик машиналар юритмаларида, хусусан, тозалаш ва тараш, тикув машиналарида ричагли кривошип-коромислоли механизмлар кенг қўлланилган. 12-расмда тавсия этилаётган кривошип-коромислоли механизмга эга уч массали машина агрегатини ҳисоблаш схемаси келтирилган.

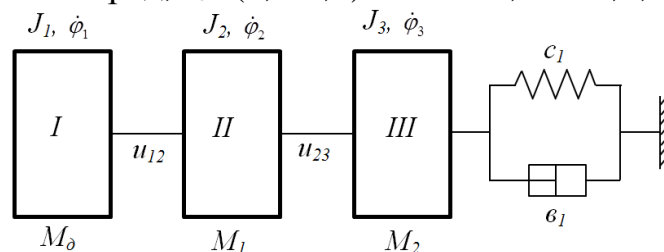
Асинхрон электродвигатель моментини динамик характеристика кўринишида ҳисобга олинганда машина агрегати ва ишчи органлар ҳаракатини куйидаги тенгламалар системаси орқали ёзиш мумкин:

$$\frac{\omega_0 - \dot{\varphi}_1}{\omega_0} = \frac{S_k M_\delta}{2M_k} + \frac{M_\delta}{2\omega_c M_k}; \quad J_1 \ddot{\varphi}_1 = M_\delta - u_{21} M_1$$

$$J_2 \ddot{\varphi}_2 = M_1 - u_{32} M_2; \quad J_3 \ddot{\varphi}_3 = M_2 - c_1 \varphi_1 - v_1 \dot{\varphi}_1 - M_{cn}$$

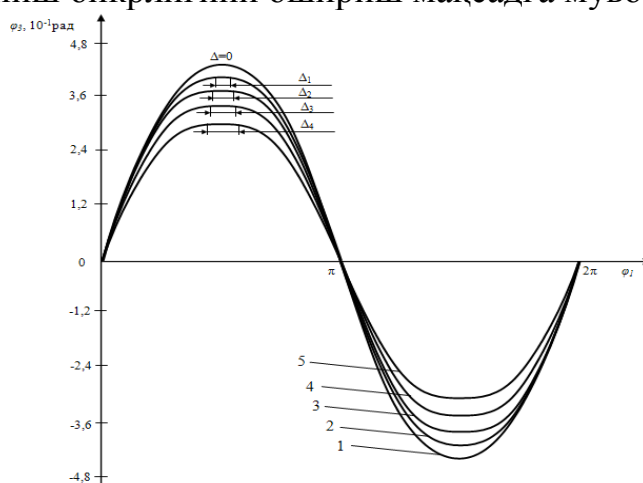
бу ерда,  $\dot{\varphi}_1$ -идеал салт юришининг бурчак тезлик,  $1/c$ ;  $S_k$ -критик ёки максимал сирпаниш;  $M_\delta$  -асинхрон электродвигателнинг юргизиш momenti, Н/м;  $M_k$ - электродвигателни статик режимдаги критик максимал momenti, Нм;  $\omega_c$ - тармоқдаги бурчак частотаси,  $1/c$ ;  $J_1, J_2, J_3$ -мос ҳолда машина агрегати масалаларининг инерция моментлари кгм<sup>2</sup>;  $\ddot{\varphi}_1, \ddot{\varphi}_2, \ddot{\varphi}_3$  -мос равишда машина агрегати массаларининг бурчак тезланишлари,  $1/c^2$ ;  $M_1$  ва  $M_2$ -қаршилик

моментлари, Нм;  $u_{12}$  ва  $u_{23}$ -машина агрегат массаларининг узатишлар нисбатлари. Масалани сонли ечишда параметрларнинг қуйидаги қийматлари олинди:  $N=0,35$  кВт;  $n_1=1430$  айл/мин;  $l_1=(4,5-8,2)$  мм;  $l_2=(12,5-17,5)$  мм;  $l_3=(7,5-11,5)$  мм;  $c=(1,2-1,8)\cdot 10^2$  Нм/рад;  $J_3=(2,4-3,2)\cdot 10^{-3}$  кгм<sup>2</sup>;  $u_{12}=1,1$ ;  $u_{23}=1,5$ .



**12-расм. Кривошип-коромислоли механизмга эга уч массали машина агрегатини ҳисоблаш схемаси**

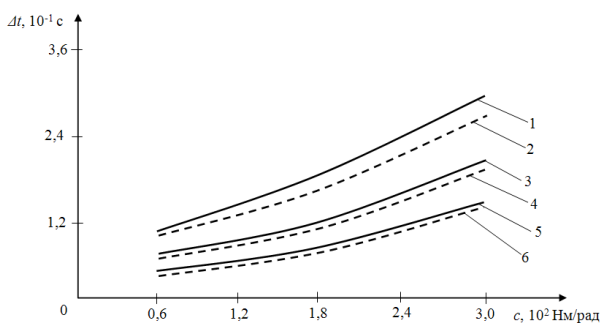
Коромислони ҳаракат қонунларини таҳлил қилиш шуни кўрсатдики, қайишқоқ элемент бўлмаган ҳолда тебраниш амплитудаси 0,46 рад га етар экан, бикрлик коэффиценти  $1,2\cdot 10^2$  Нм/рад бўлган қайишқоқ элемент ўрнатилганда эса 0,41 рад гача камайар экан. Бунда механизм кривошипини (0,1-0,12)π чегарасидаги бурилишида коромислони сезиларли тўхтатиш кузатилади (13-расм). Қайишқоқ боғланишнинг бикрлик коэффиценти 3,0·10<sup>2</sup> Нм/рад га ортишида коромислони тўхташ қиймати кривошипни бурчак силжишини (0,16-0,21)π миқдоригача ошади. Қайишқоқ боғланишнинг бикрлик коэффиценти вариациалаш билан коромислони четки ҳолатида тўхташ вақтини ўзгариши орасидаги график боғланишлар 14а-расмда тасвирланган. Графикни таҳлил қилиш шуни кўрсатадики, қайишқоқ боғланишнинг бикрлик коэффиценти 0,9·10<sup>2</sup> Нм/рад дан 3,4·10<sup>2</sup> Нм/рад га оширилганда ва  $\omega_1=1,8\cdot 10^2$  рад/с бўлганда коромислони четки ҳолатидаги тўхташ вақти 0,06 дан 0,095 с гача ортади, бунда  $M_{cn}=0$ , бўлиши керак,  $M_{cn}=1,8\cdot 10$  Нм бўлганда эса бу вақт 0,045 с гача камайди. Шу сабабли коромислони четки ҳолатидаги тўхташ вақтини ошириш учун қайишқоқ боғланиш бикрлигини ошириш мақсадга мувофиқ бўлади.



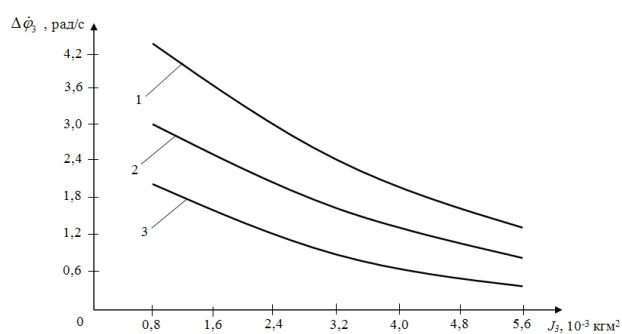
1-қайишқоқ боғланишсиз;  
2-  $c_3=1,2\cdot 10^2$  Нм/рад; 3-  $c_3=1,8\cdot 10^2$  Нм/рад; 4-  $c_3=2,4\cdot 10^2$  Нм/рад; 5-  $c_3=3,0\cdot 10^2$  Нм/рад  
**13-расм. Қайишқоқ боғланишдаги бикрлик коэффиценти ўзгаришида коромислони ҳаракат қонуни**

Коромисло инерция моментини  $0,8\cdot 10^{-3}$  кгм<sup>2</sup> дан  $5,6\cdot 10^{-3}$  кгм<sup>2</sup> га оширилганда ва  $c_2=2,4\cdot 10^2$  Нм/рад бўлганда коромислони бурчак тезлиги

тебраниши 2,1 рад/с дан 0,31 рад/с гача чизиксиз қонуният бўйича камаяди (14б-расм).



1, 3, 5-  $M_{cn}=1,8 \cdot 10^2$  Нм ; 2, 4, 6-  $M_{cn}=0$ ;  
1, 2-  $\omega_I=2,2 \cdot 10^2$  рад/с; 3, 4-  $\omega_I=1,8 \cdot 10^2$  рад/с;  
3-  $\omega_I=1,1 \cdot 10^2$  рад/с



1-  $c_3=1,2 \cdot 10^2$  Нм/рад; 2-  $c_3=1,8 \cdot 10^2$  Нм/рад;  
3-  $c_3=2,4 \cdot 10^2$  Нм/рад

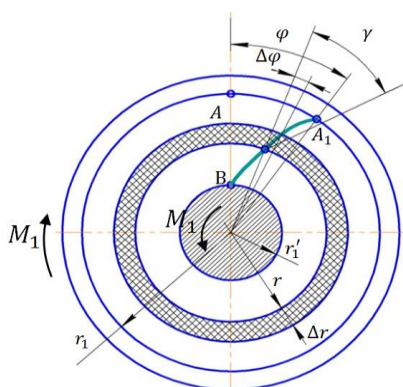
**14-расм. Қайишқоқ боғланиш бикрлик коэффиценти ва кривошипни айланиш сонини ўзгаришидан коромисло четки ҳолатда тўхташ вақти ўзгаришининг график боғланиши (а) ва коромисло бурчак тезлиги тебранишини инерция моментига боғлиқ ҳолда ўзгариш графиги (б)**

Қайишқоқ боғланишнинг бикрлик коэффиценти камайганда  $\Delta\dot{\varphi}_3$  нинг қиймати 4,22 рад/с дан 2,05 рад/с га камаяди. Шунинг учун  $J_3$ ,  $c_2$ ,  $M_{cn}$ ,  $l_1$ ,  $l_2$ ,  $l_3$  ларни зарур қийматларини танлаш билан тегишли технологик машина учун  $\varphi_3$ ,  $\Delta t$ ,  $\Delta\dot{\varphi}_3$  бошқа параметрларнинг зарур қийматларини олиш мумкин.

Таркибли тишли узатмадаги тишли ғилдиралардаги втулка-амортизатор силжиш деформациясини ҳисоблаш учун 15-расмда тасвирланган схемага асосан қуйидаги тенгламаларни ёзиш мумкин

$$\varphi_1 = \frac{M_1}{2\pi G l} \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r^3} = \frac{M_1}{2\pi G l} \left[ \frac{1}{2(r_1')^2} - \frac{1}{2(r_2)^2} \right]; \quad \varphi_2 = \frac{M_2}{4\pi G l} \left[ \frac{1}{r_2'^2} - \frac{1}{r_2^2} \right],$$

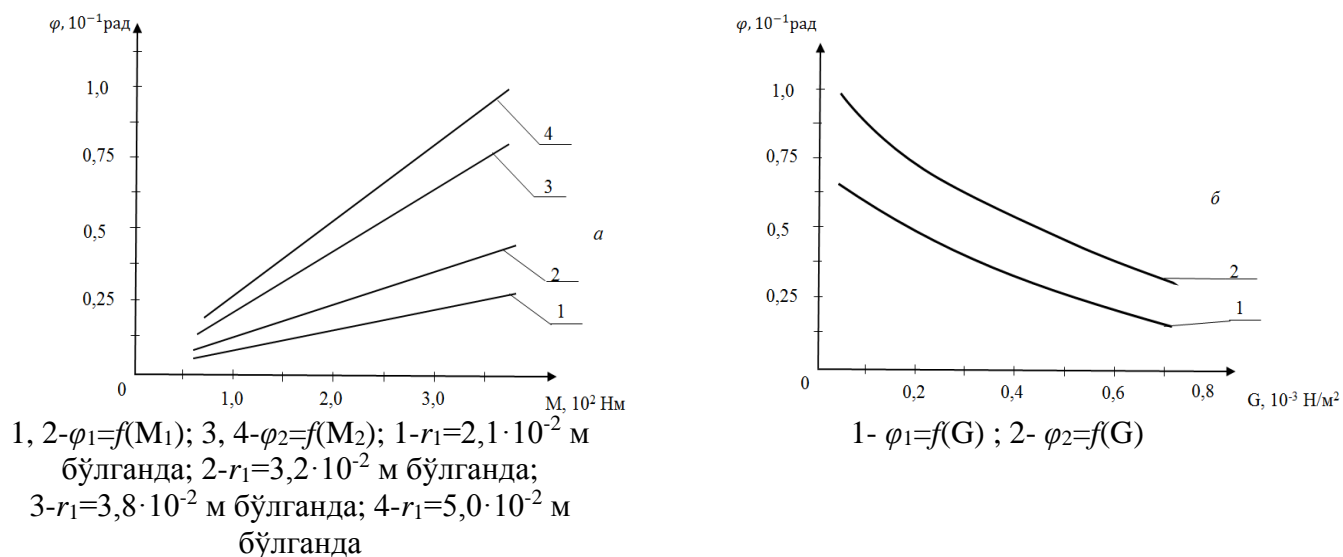
бу ерда  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$ -втулка-амортизаторларнинг бурилиш бурчаги;  $r$ -втулканинг ички радиуси;  $r_1$ ,  $r_2$ -  $r_1'$ ,  $r_2'$ -втулкалар ташқи радиуси;  $G$ -резинани силжиш модули;  $l$ -втулка узунлиги;  $M_1$ ,  $M_2$ -ташқи буровчи моментлар.



**15-расм. Тишли узатма шестернясидаги втулка-амортизатор силжиш деформациясини ҳисоблаш схемаси**

Қуйидагилар дастлабки маълумотлар:  $M_1=8,2$  Нм;  $M_2=6,3$  Нм;  $\pi=3,14$ ;  $l=24,2 \cdot 10^{-3}$  м;  $r_1=3,8 \cdot 10^{-2}$  м;  $r_2=5,6 \cdot 10^{-2}$  м бщйича ҳисоблашлар бажарилди ва улар асосида тишли ғилдиракдаги резина втулкаларнинг силжиш бурчаги

деформациясини резина силжиш модули ва ташқи буровчи момент қийматларини вариациялашга боғлиқ ўзгариш графиги олинди (16а-расм).



**16-расм. Узатмадаги шестерня ва тишли ғилдирак втулка-амортизатори бурчак силжиши деформациясини силжиш модулини вариациялашга боғлиқ ўзгариш графиги**

Ташқи буровчи моментлар  $M_1$  ва  $M_2$  ошиши билан тишли ғилдираклардаги резина втулкаларнинг бурчак силжиши деформациясини чизикли ҳаракатларда ортади.  $\varphi_1$  ва  $\varphi_2$  ни нисбатан катта қийматларида тишли ғилдиракларни илашишида содир бўладиган зарбаларни камайтириш учун ташқи моментларни  $M_1=(0,025\dots 0,028) \cdot 10^2$  Нм,  $M_2=(0,03\dots 0,036) \cdot 10^2$  Нм қийматларда олиш тавсия этилади. Резина втулкаларнинг бурчак силжиши деформацияси миқдорини камайтириш учун силжиш модулини  $(0,33\dots 0,42) \cdot 10^3$  Н/м<sup>3</sup> қийматларда олиш мақсадга мувофиқ (16б-расм).

Бешинчи синф айланма кинематик жуфтдаги ишқаланиш моментини ҳисоблаш учун иккита гипотеза усули маълум. Уларни биридан фойдаланиш учун 17-расмда тасвирланган ҳисоблаш схемасига асосан бош куч  $P_k$  ва элементар контакт зонадаги ишқаланиш кучи  $OX$  ўқидаги проекцияси ўзаро тенглик шартидан қуйидаги формула келиб чиқади.

$$P = 2ql \left[ r \sin \left( \frac{\pi}{2} - \frac{i}{2} \arcsin \frac{b}{r} \right) - \frac{ib}{2} \right],$$

бу ерда  $q$ -босим кучи,  $l$ -кинематик жуфтлик узунлиги,  $r$ -цилиндр радиуси,  $i$ -арикчалар сони,  $b$ -арикчалар кенглиги.

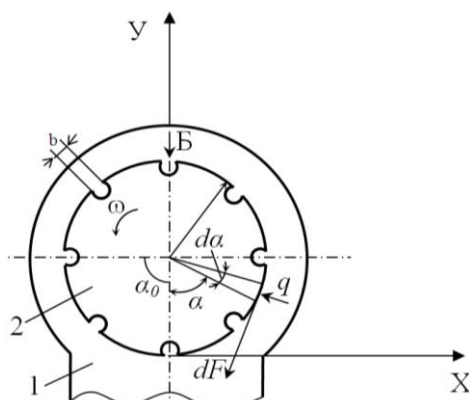
Цапфани ўк(цилиндр)га реакция кучини ҳисобга олган ҳолда ишқаланиш кучи моментини қуйидаги ифодадан ҳисоблаш мумкин.

$$M_{mp} = 2fqalr \left[ r \sin \left( \frac{\pi}{2} - \frac{ib}{2r} \right) - \frac{ib}{2} \right] \cdot \frac{\frac{\pi}{2} - \frac{ib}{2r}}{\sin \left( \frac{\pi}{2} - \frac{ib}{2r} \right)},$$

бу ерда  $f$ -пўлатни пўлатдаги ишқаланиш коэффициентини.

Тавсия этилаётган айланма кинематик жуфтда ишқаланиш кучи momenti сезиларли камайди, шу билан бирга машина ва механизмнинг иш ресурси

ошади. Бунда ишқаланиш кучи моментини, кучланиш моментини камайишига ташқи кучланиш ва конструкция параметрлари таъсир кўрсатади.



1-ўқ (цилиндр), 2-цапфа (корпус)

### 17-расм. Ишқаланиш кучи моментининг аниқлаш ҳисоб схемаси

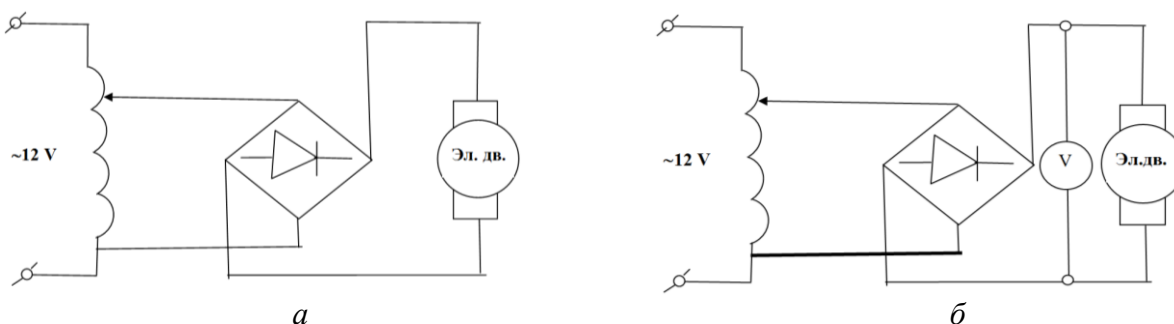
Ариқчда кенглиги  $0,5 \cdot 10^{-3}$  м дан  $3,0 \cdot 10^{-3}$  м гача оширилса:  $i=8,0$  та бўлганда ишқаланиш momenti 30 Нм дан 9,9 Нм га камаяди,  $i=16$  та бўлганда эса 14,5 Нм дан 2,9 Нм гача камаяди. Кўрилаётган машиналар тўқимачилик ва тикувчилик саноати механизмлари ҳамда қишлоқ хўжалиги ишлаб чиқариш машиналарининг иш ресурсини 20%гача ортириш учун: ариқчалар сони  $i=10,0 \div 12,0$  ва кенглигини  $b=(0,8 \div 2,0) \cdot 10^{-3}$  оралиқда олиш тавсия этилади. Ташқи юклама  $(1,0 \div 8,0) \cdot 10^2$  Н оралиқда ўзгарганда ва  $a=0,70$  бўлганда ишқаланиш momenti 40,5 Нм га чизикли характерда ортади,  $a=0,40$  бўлганда эса ишқаланиш momenti 15,4 Нм гача ортади холос. Шунинг учун мойлаш қийматини  $a \leq (0,4 \div 0,5)$  оралиқда олиш тавсия этилади.

Симметрик эгилувчан контур ва ўзгарувчан параметрли ЭБКМ учун математик ва динамик моделлар тузилди. Динамик модел кулиса стержени инерция моментини ўзгарувчанлиги ҳисобга олган ҳолда ўзаро бикр боғланган учта массадан иборат система сифатида тақдим этилган. Тадқиқ этилаётган тизим ҳаракатларини ҳосил қилинган натижалари шуни кўрсатдики, механизм динамиклик даражаси қўшни шкивлар айланиш ўқлари орасидаги масофага боғлиқ бўлар экан. Симметрик эгилувчан контурли ЭБКМ моделида, шунингдек ўзгарувчан параметрли ЭБКМ стендида ўтказилган тажриба тадқиқот натижалари кўрсатмоқдаги, механизм геометрик параметрлари орасидаги аналитик боғланишлар ҳақиқатдан ҳам етакланувчи бўғиннинг циклик ҳаракатини таъминлаб берар экан. Етакловчи бўғиннинг айланиш частотаси ошиши билан механизмнинг талаб этилган энергия ҳажми ортиши ва юритма валидаги буровчи момент камайиши аниқланди.

Диссертациянинг “**ЭБКМ кинематикаси ва юкланганлигини механизм моделида тажриба тадқиқ қилиш**” деб номланган бешинчи бобда текширилаётган механизмнинг кинематик ва динамикасини тажрибада олинган натижалари келтирилган.

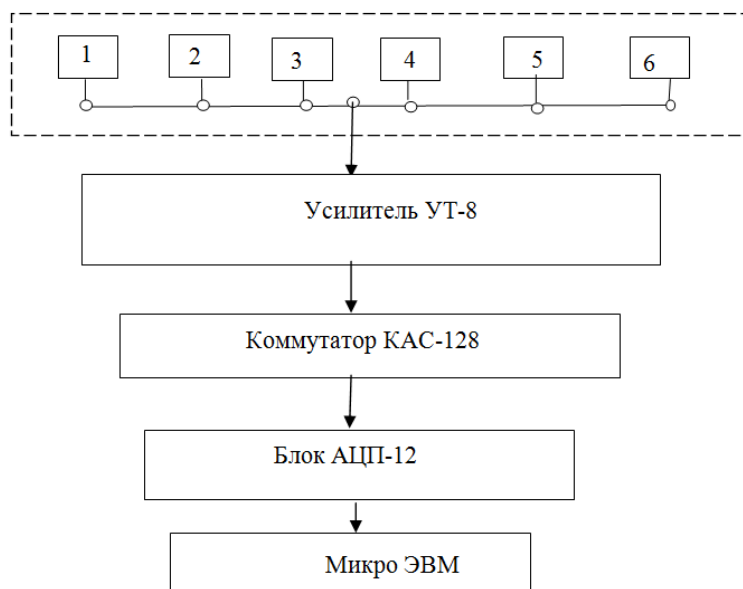
Тажриба тадқиқотини ўтказиш учун ЭБКМнинг стенди тайёрланди. Тажрибалар учта режимда, яъни етакловчи бўғинни уч хил айланишлар частотасида ўтказилди. Электродвигател режимини ўзгартиришнинг принципиал схемаси 18-расмда тасвирланган.





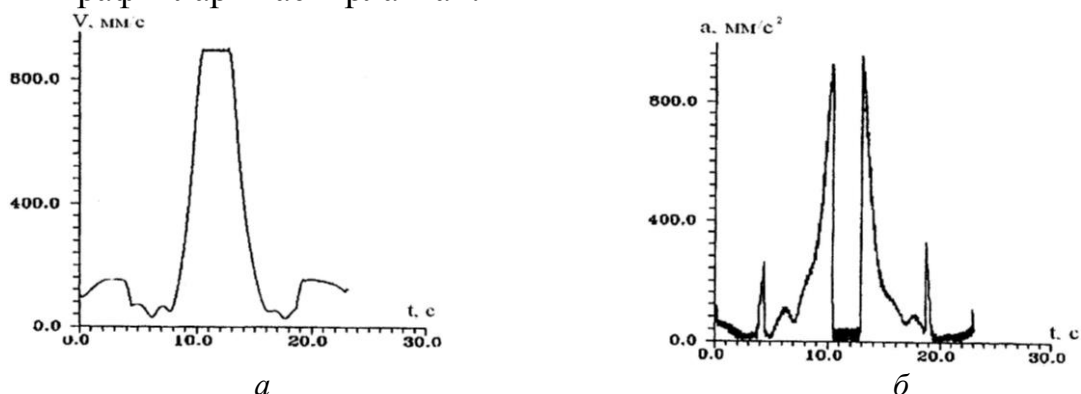
18-расм. Электродвигател иш режимини созлашнинг электрик схемаси (а) ва тадқиқ этилаётган механизм истеъмол қиладиган қуватини ўлчаш схемаси

19-расмда ўлчов аппаратларида келаётган электр сигналларни ўзгартириш учун қўлланилган схема тасвирланган бўлиб, унда олти ДУ-5С типидagi ўзгарувчи-датчиклар (1), УТ-8 маркали сигнал кучайтиргич (2), коммутатор (3), сигналларни ўзгартириш АЦП-12 типидagi блок (4) ва ДВКЗ типидagi ЭВМдан фойдаланилган.



19-расм. Ўлчов аппаратларини уланиш схемаси

20-расмда тадқиқ қилинаётган ЭБКМни характерли нуқталари  $B$  (кулиса тоши) ва  $D$  (кулиса стержени) эркин учининг тезлик ва тезланишларини ўзгариш графиклари тасвирланган.



20-расм. Кулиса стержени  $D$  нуқтасининг тезлиги (а) ва тезланишини (б) ўзгариш графиклари

Етакловчи бўғиннинг уч хил тезлик режимида механизм истеъмол қиладиган қувват ва бурувчи момент қийматлари аниқланди (1-жадвал).

1-жадвал

$\omega_1=0,524$ 1/с	$\omega_2=1,048$ 1/с	$\omega_3=1,572$ 1/с
$P=2,58$ Вт	$P=4,5$ Вт	$P=5,2$ Вт
$M=4,92$ Нм	$M_2=4,29$ Нм	$M_3=3,31$ Нм

Шунингдек, текширилаётган ЭБКМ учун зарур қувват ва етакловчи валдаги бурувчи моментни ўзгариш қонуниятларини график ифодаси тузилди.

Диссертациянинг **“Ишлаб чиқаришдаги синов натижалари ва тавсия этилаётган қайишқоқ ҳамда эгилувчан элементли ричагли механизмларнинг иқтисодий самарадорлиги”** деб номланган олтинчи бобида жунни тараш ва тозалаш машинаси юритмасига ўрнатилган ёпиқ занжирли узатмани, шунингдек, тикув машинасини юритмасида қўланилган таркибли кинематик жуфт ўрнатилган кривошип-коромислоли ва кривошип-ползунли механизмларни ишлаб чиқариш жараёнида синаш орқали олинган натижаларининг таҳлили келтирилган. “О`КТАМ-КО” корхонасида концервал машина ишчи органи юритмасида қайишқоқ втулкали таркибли юлдузчага эга ёпиқ занжирли узатманинг янги самарали конструкцияси ўрнатилди. Синов жараёнида тавсия этилаётган ёпиқ занжирли узатма ўрнатилган машина ишончилиги юқори бўлди ва стабил ишлади. Синов натижаларига кўра, толани ўртача узунлиги 56,2 мм ни ташкил этди, мавжуд машинада 52,3 мм бўлган; толани бўлиниш коэффициенти 0,931% ни ташкил этди, мавжуд машинада бу 0,955% эди. Жун толаларини механик шикастланиши мавжуд машинада 6,5% бўлган бўлса, тавсия этилаётган занжирли узатма қўлланилганда бу кўрсаткич 4,2%га камайди, шунингдек, толани чиқиндилар билан чиқиб кетиши 2,5-2,3%га камайди ва ишчи органларнинг иш ресурси 15-20%га ортди. Шу билан бирга тавсия этилаётган машинада ишчи органларни иш ресурси сезиларли ортди, занжирли узатмадаги қайишқоқ втулкалар ҳисобига шовқин камайди.

Ишлаб чиқариш шароитида тикув машинасининг рейка ва игнаси юритмаси сифатида қўланилган кинематик жуфтлари қайишқоқ втулкали ва таркибли бўлган кривошип-ползунли ҳамда кривошип-коромислоли механизмлар ўрнатилган модернизацияланган тикув машиналари синовидан ўтказилди.

Ишлаб чиқариш шароитида “ХУЖАОБОД” тикувчилик корхонасида олинган синов натижалари шуни кўрсатдики; тикув машинасини иш унумдорлиги 1,1-1,2 мартага ортди; ипни узилиши ва игна синиши бартараф этилди; иш ресурси 2-3 мартага ортди, шовқин сезиларли камайди.

Жунни тараш ва тозалаш ҳамда тикув машинасида тавсия этилаётган ёпиқ занжирли узатма ҳамда қайишқоқ элементли ричагли механизмларни ишлаб чиқаришга татбиқ этиш орқали олинадиган иқтисодий самарадорлик йилига 170 млн сўмни ташкил этди.

## Хулоса

“Қайишқоқ элементли ва эгилувчан бўғинли ричагли механизмларни ҳисоблаш усуллари ва конструктив схемаларини ишлаб чиқиш” мавзусидаги докторлик диссертацияси бўйича тадқиқот натижалари қуйидагилардан иборат:

1. Кулисали, кривошип-ползунли, кривошип-коромислоли, занжирли ва тишли механизмларнинг ишлашини таҳлил қилиш асосида қайишқоқ элементли кулисали, ричагли, занжирли ва тишли механизмларнинг янги самарали схемалари ишлаб чиқилди. Бу тавсия этилаётган механизмлар машиналар юритмаларида қўллаш асосида жунни тараш ва тозалаш ҳамда тикув машиналарининг технологик кўрсаткичларини, иш ресурсларини, ишончилигини ва иш унумдорлигини ошириш учун хизмат қилади.

2. Қайишқоқ элементли текис ричагли механизмларнинг кинематик жуфтликлардаги ортиқча боғланишлар сонини аниқлаш усули ва формуласи ишлаб чиқилди. Бу ричагли, кулачокли ва тишли механизмлар кинематик жуфтларидаги ортиқча боғланишлар сонини камайтирувчи қайишқоқ элементларни ўрнатиш схемаларини аниқлаш учун хизмат қилади.

3. Эгилувчан бўғинли, шунингдек, ўзгарувчан параметрли кулисали механизмни кинематик анализ усули ишлаб чиқилди ва симметрик эгилувчан контурли кулисали механизм учун умумлашган кинематик модел тузилди. Бу кулиса стерженини етакловчи бўғинга ўрнатиш характериға боғлиқ ҳолда етакловчи бўғинни ҳаракат қонунларини аниқлаш учун хизмат қилади.

4. Турли хил, шу жумладан, ўзгарувчан параметрли ЭБКМлар стержени ҳаракат қонунлари график кўринишда олинди. Бу тадқиқ этилаётган механизмнинг битта геометрик параметрини ўзгартириш билан етакланувчи бўғинни турли ҳаракат қонунларини олиш учун хизмат қилади.

5. Қайишқоқ боғланишли кривошип-коромислоли механизм ўрнатилган машина агрегатини динамик масалалари ечилди. Қайишқоқ боғланишни бикрлик коэффицентини ўзгаришида коромислони ҳаракат қонуниятлари олинди. Бу қонуниятлар бикрлик коэффицентини  $3,0 \cdot 10^2$  Нм/рад гача ва коромислони четки ҳолатда тўхташ вақтини  $(0,16-0,21)\pi$  гача ортишини аниқлаш учун хизмат қилади.

6. Таркибли тишли ғилдиракли узатмадаги втулка амортизаторини силжиш деформацияси аниқлаш бўйича тадқиқотлар ўтказилди. Бу тадқиқотлар шестерня ва тишли ғилдиракдаги втулкаларни бурчак силжиши деформациясини валдаги буровчи момент ва силжиш модулини ўзгаришиға боғлиқ ҳолда ўзгаришининг график боғланишларини олишға хизмат қилади.

7. Кинематик жуфтликдаги ишқаланиш моментини ҳисоблаш учун формула олинди. Кинематик жуфтлик учун ариқча узунлиги ва кенглиги ўзгаришиға боғлиқ ҳолда ишқаланиш моментини ўзгариш қонунлари аниқланди. Ташқи юкланишни  $(1,0 \div 8,0) \cdot 10^2$  Н ўзгаришида ва  $a=0,70$  бўлганда ишқаланиш momenti 40,5 Нм гача чизиқли характерда,  $a=0,40$ ,  $M_{mp}$  бўлганда эса 15,4 Нм гача ортиши аниқланди. Бу кўрсаткичлар мойлаш қийматларини аниқлаш учун хизмат қилади.

8. Симметрик эгилувчан контурли ва ўзгарувчан параметрли ЭБКМнинг кинематик ва динамик модели тузилди. Кулиса стерженининг ўзгарувчан

инерция моментини инобатга олган ҳолда динамик моделлар ўзаро бикр боғланган икки ва уч массали системалар тарзида кўриб чиқилди. Олинган кўрсаткичлар механизмни динамиклик даражаси аниқлашган хизмат қилади.

9. Симметрик эгилувчан контурли ва ўзгарувчан параметрли ЭБКМлар стендларида ўтказилган тажриба тадқиқот натижалари механизм геометрик параметрлари орасидаги аналитик боғланишлар ҳақиқатда ҳам етакланувчи бўғинни циклик ҳаракатини таъминлаб бериши аниқланди. Бу натижалар етакловчи бўғин айланишлар частотасини механизм талаб этадиган қувватга таъсирини аниқлашга хизмат қилади.

10. Қайишқоқ элементли таркибли юлдузчаси бўлган ёпиқ занжирли узатма ўрнатилган жунни тараш ва тозалаш машинасини ишлаб чиқариш шароитида ўтказилган синов натижалари асосида қуйидагилар олинди: толани ўртача узунлиги мавжуд машинада 52,3 мм бўлган бўлса, тавсия этилаётган машинада 56,2 мм бўлди; толаларга ажралиш коэффициенти мавжуд машинада 0,955% бўлган бўлса, тавсия этилаётган машинада 0,931% бўлди. Сериядаги машинада толани механик шкастланиши 6,5%ни ташкил этган, тавсия этилаётган юритмали машинада бу кўрсаткич 4,2%га камайди, шунингдек, жун толаларини кўшимчаларда чиқиб кетиши 2,5-3,5%га камайди, ишчи органларини иш ресурси 15-20%га ортди. Бу тавсия этилаётган кўрсаткичлар машинадаги ишчи органларнинг иш ресурсини сезиларли ортиши ва шовқинни камайтиришга хизмат қилади.

11. Таркибли ва қайишқоқ элементли кинематик жуфт бўлган кривошип-ползунли ва кривошип-коромислоли ричагли механизмларни тикув машинасининг игнаси ва материални суриш механизми юритмасида қўллаш натижасида: тикув машинасининг иш унумдорлиги 1,1-1,2 мартага ошди; игна синиши ва ип узилиши бартараф этилди; иш ресурси 2-3 мартага ошди; шовқин сезиларли камайди. Жунни тараш ва тозалаш ҳамда тикув машинасида тавсия этилаётган ёпиқ занжирли узатма ҳамда қайишқоқ элементли ричагли механизмларни ишлаб чиқаришга татбиқ этиш орқали олинadиган йиллик иқтисодий самарадорлик 170 млн. сўмни ташкил этди.

**НАУЧНЫЙ СОВЕТ DSC.28.02.2018.Т.03.04 ПО ПРИСУЖДЕНИЮ  
УЧЕНЫХ СТЕПЕНЕЙ ПРИ ТАШКЕНТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ  
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ имени ИСЛАМА КАРИМОВА**

---

**НАМАНГАНСКИЙ ИНЖЕНЕРНО-СТРОИТЕЛЬНЫЙ ИНСТИТУТ**

**КЕНЖАБОВ ШУКУРЖОН ШАРИПОВИЧ**

**РАЗРАБОТКА КОНСТРУКТИВНЫХ СХЕМ И МЕТОДЫ РАСЧЕТА  
РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ С УПРУГИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ И  
 ГИБКИМИ ЗВЕНЬЯМИ**

**05.02.02– Теория механизмов и машин. Машиноведение и детали машин**

**АВТОРЕФЕРАТ**  
докторской (DSc) диссертации по техническим наукам

**Ташкент – 2019**

**Тема докторской (DSc) диссертации зарегистрирована в Высшей аттестационной комиссии при Кабинете Министров Республики Узбекистан за B2018.4.DSc/T246.**

Диссертация выполнена в Наманганском инженерно-строительном институте.

Автореферат диссертации на трех языках (узбекском, русском и английском (резюме)) размещен в веб-сайте научного совета по адресу [www.tdtu.uz](http://www.tdtu.uz) и на Информационно-образовательном портале «ZiyoNET» ([www.ziyo.net.uz](http://www.ziyo.net.uz)).

**Научный консультант:**

**Джураев Анвар Джураевич**  
доктор технических наук, профессор

**Официальные оппоненты:**

**Алимухамедов Шавкат Пирмухамедович**  
доктор технических наук, профессор

**Махкамов Кобил Хамдамович**  
доктор технических наук, профессор

**Мухаммадиев Давлат Мустафаевич**  
доктор технических наук, старший научный сотрудник

**Ведущая организация:**

**Ферганский политехнический институт**

Защита диссертации состоится «2» марта 2019 года в 14:00 часов на заседании научного совета DSc.28.02.2018.T.03.04 при Ташкентском государственном техническом университете и Национальном университете Узбекистана. Адрес: 100095, г. Ташкент, ул. Университетская 2, Тел/факс: (99871) 246-46-00/ 227-10-32, e-mail: [tadqiqotchi@tdtu.uz](mailto:tadqiqotchi@tdtu.uz).

С диссертацией можно ознакомиться в Информационно-ресурсном центре Ташкентского государственного университета (зарегистрирована за № 115). Адрес: 100095, г. Ташкент, ул. Университетская 2, тел. (99871) 246-46-00.

Автореферат диссертации разослан «16» февраля 2019 года.  
(реестр протокола рассылки № 67 от «16» февраля 2019 года).

**К.А.Каримов**

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

**Н.Д.Тураходжаев**

Ученый секретарь научного совета по присуждению  
ученых степеней, д.т.н., профессор

**Р.И.Каримов**

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

## Введение (аннотация докторской (DSc) диссертации)

**Актуальность и востребованность темы диссертации.** В мире по совершенствованию машиностроения, в частности применения на производстве ресурсо-и энергосберегающих, высоко скоростных техники и технологии, расширение ассортимента и конкурентоспособности продукта имеет особое значение. В месте с тем, создание конструкций и разработка методов их расчета новых ресурсосберегающих механизмов и машин является одним из важных задач. В этом отношении в ряде научно-исследовательских центрах ведущих стран мира, в том числе США, Франция, Германия, Китай, Япония, Россия и других стран уделяется особое внимание к разработке новых конструкций механизмов и машин, по созданию высокоэффективных и ресурсосберегающих технологий, позволяющие производит конкурентоспособные, а также качественных продукты.

В мире ведутся обширные научно-исследовательские работы по созданию, синтезу, разработке методов структурного, кинематического и динамического анализа для обоснования параметров, а также создание техники и технологии качественного выполнения технологических процессов в машиностроении. В этом направлении, в частности, текстильной и легкой промышленности разработка высокопроизводительных шерстиобрабатывающих и швейных машин с расширенными технологическими показателями является актуальной задачей. Вместе с тем, оптимизация режима и показателей переработке шерсти, позволяющие сохранение ее естественных свойств, разработка новых конструкции рабочих органов и передаточных механизмов шерстиобрабатывающих и швейных машин для улучшения качества продукции является важной задачей.

В нашей Республике широко уделяется внимание на развитие машиностроения, при этом на основе глубоких теоретических и экспериментальных исследований по разработке ресурсосберегающих, высокоэффективных механизмов технологических машин нового поколения, в частности для легкой и текстильной промышленности. В Стратегии Развития Республики Узбекистан в 2017-2021 годы, отмечаются задачи, в частности «... укрепление стабильности макроэкономики и удержание высоких темпов развития экономики, повышение конкурентоспособности национальной экономики, ... снижение ресурсо-и энергозатрат в экономике, широкое внедрение в производство технологий обеспечивающих энергосбережений»<sup>2</sup>. Выполнение этих задач, в частности разработка конструктивных схем, а также методов расчета рычажных механизмов с упругими элементами и с гибкими звеньями позволяющий получить необходимых законов движения для привода шерстиобрабатывающих и швейных машин обеспечивающих получение высококачественных продукции считается одним из важных задач.

Данная диссертационное исследование в определенной степени служит выполнению задач, предусмотренных Указе Президента Республики

---

<sup>2</sup> Указ Президента Республики Узбекистан №ПУ-4947 от 7 февраля 2017 года «О стратегии действий по дальнейшему развитию Республики Узбекистан».

Узбекистан №ПУ-4947 от 7 февраля 2017 года «О стратегии действий по дальнейшему развитию Республики Узбекистан», Постановлениями Президента Республики Узбекистан №ПП-2687 от 21 декабря 2016 года «О программе мер по дальнейшему развитию текстильной и швейно-трикотажной промышленности на 2017-2019 годы», №ПП-2692 от 22 декабря 2016 года «О дополнительных мерах по ускоренному обновлению физически изношенного и морально устаревшего оборудования, а также сокращению производственных затрат предприятий отраслей промышленности», а также в других нормативно-правовых документах, принятых в данной сфере.

**Соответствие исследования с приоритетными направлениями развития науки и технологий республики.** Настоящая исследовательская работа выполнена в рамках приоритетного направления развития науки и технологий республики II. «Энергетика, энергия и энергосбережение».

**Обзор зарубежных научных исследований по теме диссертации<sup>2</sup>.** По созданию новых видов механизмов и машин, а также по разработке методов структурного, кинематического и динамического расчета ведущими научными центрами и высшими образовательными учреждениями мира, в том числе в University of California (США), Paris institute of technology (Франция), Institute fur Textilmaschinen und Textile Hochleistungs werkstofftechik (Германия), University of Science and Technology of China, China Textile Academy, (Китай), Toyota Sewing System (Япония), Московском государственном техническом университете им. Н.Э.Баумана (Россия), Институте механики и сейсмостойкости сооружений, Ташкентском государственном техническом университете, Ташкентском институте текстильной и легкой промышленности (Узбекистан) ведутся широкомасштабные научные исследования.

В результате проведенных исследований по проектированию новых схем, моделированию и разработке методов расчета, оптимизации эксплуатационных характеристик механизмов и машин, по анализу и синтезу механизмов, по созданию новых конструкции рычажных механизмов с гибкими связями и с упругими элементами, были получены следующие научные достижения: разработаны методы проектирования новых схем рычажных механизмов (California Institute of Technology, США и Paris institute of technology, Франция); моделированы и разработаны методы расчета рычажных механизмов с гибкими связями (University of Science and Technology of China, Китай и Toyota Sewing System, Япония); оптимизированы эксплуатационные характеристики рычажных механизмов машин для чесания и очистки шерсти (Institute fur Textilmaschinen und Textile Hochleistungs werkstofftechik, Германия и China Textile Academy, Китай); разработаны оптимальные методы кинематического и динамического синтеза и анализа механизмов (Московский государственный технический университет им. Н.Э.Баумана, Россия и Институт механики и сейсмостойкости сооружений, Узбекистан); созданы новые конструкции рычажных механизмов с упругими

---

<sup>2</sup> Обзор зарубежных научных исследований по теме диссертации осуществлен на основе: <http://www.dissercat.com>; <https://spb.knitism.ru>; <https://studopedia.su>; <http://rustm.net/catalog/article>; <http://www.worldatles.com>; <https://www.statistica.com>; <https://geographyofrussia.com/legkava-promyshlennost-mira>, и других источников.



связями и с упругими элементами (Ташкентский институт текстильной и легкой промышленности, Узбекистан).

В решениях Международной Федерации по теории машин и механизмов (IFToMM) подчеркивается, что основными актуальными научными направлениями по теории механизмов и машин являются: по динамике машин – исследование законов движения рабочих органов машин и звеньев механизмов; по зубчатым передачам – разработать новые конструкции и методов их расчета; в человеко-машинных системах и роботов – автоматизировать движение машин; в автоматических, пневматических и гидравлических системах – создание автоматических управления систем движением машинами; в модальном анализе – создание математических, графических и компьютерных программ для машин и механизмов; по контролю за вибрацией – создание новых методов гашения вибраций; по пассивному и активному виброзащите – методы виброзащиты объектов; по случайному вибраций – изучение возможностей гашение случайных вибраций в процессе работы машин и механизмов; шум оборудования – изучение эргономии проявление шумов в процессе работы.

**Степень изученности проблемы.** В мировой практике проводились ряд исследовательских работ по разработке методов расчета и создания различных новых схем рычажных механизмов с гибкими звеньями, обеспечивающих получение сложных законов движения.

Ученые ведущих стран мира, такие как Michael McCarthy, Manfred L Husty, Raoul Bricard (США, Франция) провели научных исследования по методом проектирования новых схем рычажных механизмов, обеспечивающих сложные законы движения. На основе этих исследований разработаны новые конструкции рычажных механизмов и достигнуто совершенствование передаточных механизмов швейных и ткаческих машин. Ученые Китая и Японии Yueqing Yu, Zhang Na, Jiang Qimi, Wang Wei ва Chang You Li исследовав моделирование и методы расчета рычажных механизмов с гибкими связями, разработали методы определения законов движения с помощью программ моделирования. Ученые Германии и Китая Chokri Cherif, Subille Krzywinski, Xianquan Duan, Jigang Xu ва Yushan Sun провели ряд научных исследований по оптимизации эксплуатационных характеристик рабочих органов шерстиобрабатывающих машин. В результате этих исследований разработаны конструкции виброустойчивых и износостойких рабочих органов.

Ученые из стран СНГ Л.В.Ассур, П.Л.Чебишев, П.О.Сомов, А.А.Малышев, И.И.Артоболевский разработали основы создания новых механизмов и машин и совершенствовали методы структурного анализа. В.А.Юдин, А.П.Бессонов, Ф.М.Куровский, Н.И.Колчин, Н.И.Левитский, Э.Е.Пейсах, В.А.Зиновьев, С.А.Черкудинов, Ф.Л.Литвин, С.Абдураимов, У.А.Джолдасбеков разработали методы кинематического и динамического анализа и синтеза плоских рычажных механизмов, разработали методов расчета механизмов группы Ассура высоких классов. К.А.Каримов, Р.И.Каримов, Ш.П.Алимухамедов, Ф.Ш.Зокиров разработали методы проектирования конструктивных схем

зубчатых, кулачковых и рычажных механизмов. А.Д.Джураев разработал конструкции, совершенствовали методы расчета зубчатых, рычажных механизмов с гибкими звеньями для передаточных механизмов технологических машин. Несмотря на достигнутые результаты по проектированию и разработке методов расчета конструктивных схем рычажных механизмов, ещё имеются много нерешенных проблем. В том числе недостаточно изучены определение избыточных связей в кинематических парах рычажных механизмов с упругими элементами и гибкими звеньями, задачи очистки и чесания шерсти в машинах с приводными механизмами включающие зубчатые и цепные передачи с составными колесами и звездочками. Для решения вышеуказанных проблем необходимо провести исследования по разработке ресурсосберегающих конструкций рычажных механизмов с замкнутыми контурами с упругими элементами и гибкими звеньями, совершенствовать методы структурного расчета, кинематического и динамического синтеза, а также анализа.

**Связь темы диссертации с научно-исследовательскими работами высшего образовательного учреждения, где выполнена диссертация.** Диссертационная работа выполнена в рамках плана научно-исследовательских работ Наманганского инженерно-строительного института и Ташкентского института текстильной и легкой промышленности по прикладным и инновационным проектам: №ФМ-1-040 «Динамика кулисных механизмов с гибкими звеньями и переменными параметрами» (2005-2006 гг.), №Ф5-032 «Разработка научных основ по анализу и синтезу механизмов с переменными параметрами» (2007-2011 гг.), №ОТ-Ф2-61 «Создание научных основ расчета новых рычажных механизмов с составными кинематическими парами с упругими элементами основных технологических машин текстильной и легкой промышленности» (2017-2020 гг.), №ВА-ОТАЗ-04 «Разработка конструкции и расчет параметров ресурсосберегающей высокоэффективной машины для очистки шерсти от растительных примесей» (2017-2018 гг.), №ЁОТ-Фтех-2018-53 «Разработка научных основ технологии очистки местной шерсти от растительных примесей» (2018-2019 гг.).

**Целью исследования** является разработка конструктивных схем и методы расчета рычажных механизмов с упругими элементами и гибкими звеньями.

**Задачи исследования:**

разработать новые схемы кулисных механизмов с гибкими звеньями (КМГЗ);

разработать кривошипно-ползунные и кривошипно-коромысловые механизмы с упругими элементами для приводов технологических машин;

разработать метод и определить схемы установки упругих элементов в рычажных, кулачковых и зубчатых механизмах, позволяющие снижение избыточных связей в кинематических парах;

разработать метод кинематического анализа КМГЗ, включая кулисных механизмов с переменными параметрами, составить обобщенную кинематическую модель КМГЗ с симметричными гибкими контурами;

разработать аналитические зависимости для расчета кинематических параметров звеньев рычажных четырехзвенных механизмов с составными кинематическими парами с учетом максимальных деформаций упругих втулок;  
решить задачу динамики машинного агрегата с кривошипно-коромысловым механизмом с упругими связями в крайних положениях коромысла;

обосновать зависимости изменения деформации угловых сдвигов втулок шестерни и колеса от изменения крутящих моментов на валах и модуля сдвига при изучении деформации сдвига амортизатора втулки составных зубчатых колес;

составить динамическую и математическую модели и обосновать параметры КМГЗ с симметричным гибким контуром и с переменными параметрами;

на основе производственных испытаний замкнутых цепных передач с составными звездочками с упругими элементами и рычажных механизмов с составными кинематическими парами в приводах машины для чесания и очистки шерсти и швейной машине, обосновать качественные показатели.

**Объектом исследования** являются кулисные механизмы с гибкими звеньями, кривошипно-ползунные, кривошипно-коромысловые, зубчатые механизмы и замкнутая цепная передача с составными звездочками с упругими элементами в приводах технологических машин.

**Предметом исследования** являются структурные и кинематические схемы, динамические, математические модели описывающие движение звеньев механизмов, графические зависимости, приборы и устройства, а также законы движения механизмов и рекомендуемые значения параметров.

**Методы исследования.** В процессе исследования использованы методы высшей математики, теория механизмов и машин, теории колебаний, динамики машин, технологии обработки шерсти и швейного производства.

**Научная новизна исследования** заключается в следующем:

разработан метод определения избыточных связей в кинематических парах плоских рычажных, кулачковых и зубчатых механизмов с упругими элементами;

разработан метод структурного анализа и синтеза КМГЗ на основе теории графов;

разработан метод кинематического анализа КМГЗ, включая кулисных механизмы с переменными параметрами, составлена обобщенная кинематическая модель КМГЗ с симметричными гибкими замкнутыми контурами;

обоснованы законы движения ведомого звена в зависимости от характера соединения кулисного стержня с ведущим звеном;

разработаны формулы для расчета кинематических параметров звеньев рычажных четырехзвенных механизмов с составными кинематическими парами с учетом максимальных деформаций упругих втулок;

разработаны графические зависимости изменения деформации угловых сдвигов втулок шестерни и колеса от изменения крутящих моментов на валах и

модуля сдвига при изучении деформации сдвига амортизатора втулки составных зубчатых колес;

разработаны зависимости изменения момента трения от изменения ширины канавок и длины кинематической пары.

**Практические результаты исследования** заключаются в следующем:

разработаны новые схемы кулисных механизмов с гибкими звеньями для приводов технологических машин;

совершенствована конструкция замкнутых цепных передач с составными звездочками с упругими элементами привода машины для чесания и очистки шерсти;

совершенствованы конструкции кривошипно-ползунной и кривошипно-коромысловой механизмов привода иглы и перемещения материалов швейной машины.

**Достоверность результатов исследования.** Доверенность результатов исследования обусловлена согласованностью результатов теоретических исследований с данными экспериментальных исследований, положительными результатами производственных испытаний рекомендованных механизмов в приводах машин с улучшенными характеристиками.

**Научная и практическая значимость результатов исследования.**

Научная значимость результатов исследований обусловлена в разработке новых конструкций КМГЗ, рычажных, зубчатых и цепных механизмов с упругими элементами и методов расчета параметров, решении задач структуры, кинематики и динамики механизмов, в получении законов движения рабочих органов и обосновании их параметров, в получении графических зависимостей и рекомендованных параметров для приводов технологических машин.

Практическая значимость результатов исследования обусловлена в том, что созданы новые схемы кривошипно-ползунного и кривошипно-коромыслового рычажных механизмов с составными кинематическими парами с упругими элементами, замкнутая цепная передача с составными звездочками с упругими элементами для в приводов машин для чесания и очистки шерсти, а также иглы и перемещения материалов швейной машины.

**Внедрение результатов исследования.** Полученные в результате исследований по разработке конструктивных схем и методов расчета рычажных механизмов с упругими элементами и гибкими звеньями внедрены:

модернизированная секция очистки и чесания шерсти в консервальной машине включающий в приводе рабочих органов рекомендуемую эффективную конструкцию замкнутой цепной передачи с составными звездочками с упругим элементом внедрена в производстве на предприятиях ассоциации «Узчармсаноат» ООО «О'КТАМ- КО» (сведения ассоциации «Узчармсаноат» МЗ-3/2490 от 29 ноября 2018 года). В результате на основе производственных испытаний консервальной машине включающий в приводе рабочие органы рекомендуемую эффективную конструкцию замкнутой цепной передачи с составными звездочками с упругим элементом снизилось коэффициент разволокнения на 0,93% , уменьшался шерстенные волокна в

выделенном примеси на 2,5-3,5% и увеличился ресурс работы рабочих органов на 15-20 %.

модернизированная швейная машина с разработанным механизмом перемещения материалов внедрена в производстве на предприятиях ассоциации «Узтекстильпром» ООО «Маишийтехсоз» (сведения ассоциации «Узтекстильпром» БМ-06-6305 от 4 декабря 2018 года). В результате создана возможность увеличения производительности швейной машины до 15-20 %.

совершенствованная швейная машина с разработанным механизмом иглы внедрена в производстве на предприятиях ассоциации «Узтекстильпром» ООО «Маишийтехсоз» (сведения ассоциации «Узтекстильпром» БМ-06-6305 от 4 декабря 2018 года). В результате создана возможность увеличения ресурса работы иглы швейной машины в 2,1-2,4 раза.

внедрена швейная машина с разработанным новым кривошипно-ползунным механизмом с составными кинематическими парами в производстве на предприятиях ассоциации «Узтекстильпром» ООО «ХУЖАОБОД» (сведения ассоциации «Узтекстильпром» БМ-06-6305 от 4 декабря 2018 года). В результате создана возможность увеличения производительности модернизированной швейной машины в 1,1-1,2 раза по сравнению с существующей швейной машиной.

внедрена швейная машина с разработанным новым кривошипно-коромысловым механизмом с составными кинематическими парами в производстве на предприятиях ассоциации «Узтекстильпром» ООО «ХУЖАОБОД» (сведения ассоциации «Узтекстильпром» БМ-06-6305 от 4 декабря 2018 года). В результате создана возможность увеличения ресурса работы модернизированной швейной машины в 2,2-2,7 раза по сравнению с существующей швейной машиной.

**Апробация результатов исследования:** Результаты исследования диссертации были обсуждены на 16 научно-технических конференциях, в том числе 11 международных и 5 республиканских конференциях.

**Опубликованность результатов исследования.** По материалам диссертации получен 1 патент на изобретения, опубликованы 28 научные работы. Из них 2 монографии, 10 статей, в том числе 6 в республиканских и 4 в зарубежных журналах, рекомендованных Высшей аттестационной комиссией Республики Узбекистан для публикации основных научных результатов докторских (DSc) диссертаций.

**Структура и объем диссертации.** Диссертация состоит из введения, шести глав, заключения, списка использованной литературы и приложений. Объем диссертации составляет 200 страниц.

## ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ

**Во введении** обосновывается актуальность и необходимость темы диссертации, сформированы объект и предмет исследования, приведены соответствия важным направлениям развития науки и технологии Республики, изложены научная новизна и практические результаты исследования,

приведены сведения о применении результатов исследования в практике, сведения по опубликованным работам и структуре диссертации.

В первой главе диссертации «Анализ работ и конструктивных схем плоских рычажных и КМГЗ с упругими элементами» посвящена аналитическому обзору литературных источников по совершенствованию конструкций и методов анализа рычажных механизмов, установлены конструктивные и кинематические недостатки существующих механизмов. Несмотря на результаты существующих исследований ученых Х.Х.Усмонходжаев, А.Джураев, Г.Ш.Зокиров, К.А.Каримов, Р.И.Каримов, Ш.П.Алимухамедов, А.А.Малышев, В.А.Юдин, А.П.Бессонов, Ф.М.Куровский, Н.И.Колчин, Н.И.Левитский, Э.Е.Пейсах, В.А.Зиновьев, С.А.Черкудинов, Ф.Л.Литвин, А.Ганиев, С.Абдураимов, У.А.Джолдасбеков и других разработаны ряд новых схем рычажных механизмов, кинематического и динамического их расчета. Но, недостаточно разработаны схемы рычажных механизмов с упругими элементами, позволяющие получение скорректированных законов движения, ликвидирующие избыточные связи, а также не достаточны методы анализа и синтеза этих механизмов с учетом упругих элементов. В связи с этим были разработаны ряд новых схем рычажных механизмов с упругими элементами.

На рис. 1 представлены новые КМГЗ. КМГЗ содержит ведущий 1 и направляющие шкивы 2, охватывающий их гибкое звено 3, рычагов 4, шарнирно соединенных одними концами с ведущим шкивом, а другими с осями вращения два из направляющих шкивов, кулисного стержня 5 шарнирно закрепленного одним концом с ведущим шкивом, а другим с гибким элементом через кулисный камень 6. При этом концы рычагов и кулисного стержня расположены на ведущем шкиве и посажены соосно. При таком исполнении ведомому звену 5 сообщается плоское вращательно-колебательное движение. При этом оси вращения направляющих связанных с рычагами, будут смещаться на расстояние, равном « $e$ » в циклически изменяющемся направлениях.

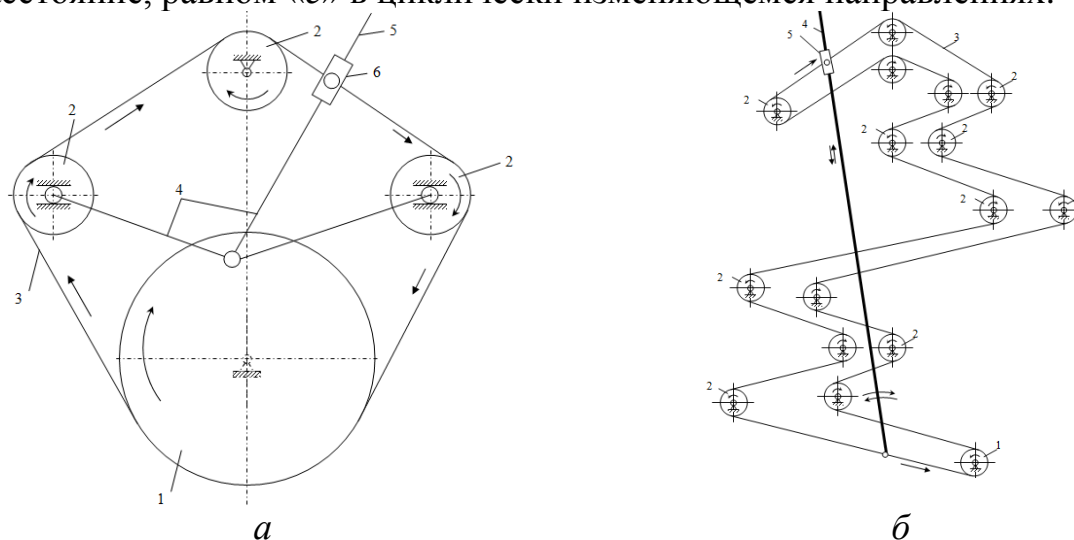


Рис. 1. Кулисный механизм с гибким звеном

За счет предлагаемой схемы КМГЗ на рис. 1б ведомое звено совершает плоскопараллельное возвратно-поступательное и вращательное движение.

Рекомендованный кривошипно-коромысловый механизм состоит из стойки 1 (корпус), кривошипа 2, шатуна 3 и коромысла 4 соединенные между собой шарнирами *A, B, C, Д*. Шарнир *Д* коромысла 4 установлен на стойке 1 посредством резиновой подушки 5, а по обоим сторонам коромысла 4 с возможностью взаимодействия в крайних положениях коромысла установлены резиновые (упругие) амортизаторы 6 и 7 соединенные со стойкой 1 (рис. 2а).

Предлагаемая конструкция кривошипно–коромыслового механизма позволяет плавные переходные режимы колебаний коромысла в крайних его положениях, приводящие к значительному увеличению надежности и ресурса работы механизма.

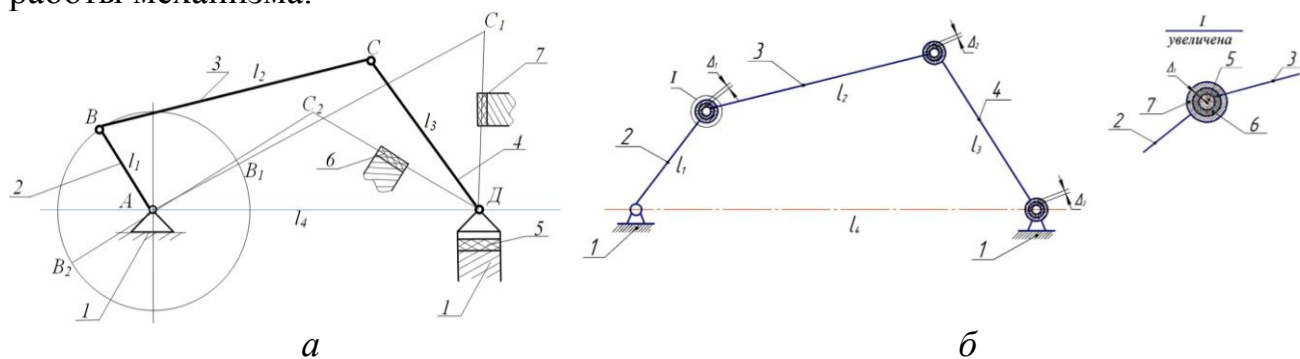


Рис. 2. Кривошипно-коромысловые механизмы

Рекомендуемый следующий кривошипно-коромысловый механизм состоит из стойки 1, кривошипа 2, шатуна 3 и коромысла 4. Шарниры между звеньями 2 и 3, 3 и 4, 4 и 1 выполнены составными, которые включает ось 5, насаженный на него упругая втулка 6, на которое насажена втулка 7 жестко соединенная со звеньями 1, 2, 3, 4 механизма. При этом толщины упругих втулок 6 выбраны:

$$\Delta_1 = \frac{l_2}{l_1} \cdot 1,0 \text{ мм}; \quad \Delta_2 = \frac{l_3}{l_2} \cdot 1,0 \text{ мм}; \quad \Delta_3 = \frac{l_4}{l_3} \cdot 1,0 \text{ мм}.$$

где,  $l_1, l_2, l_3, l_4$  - соответственно длины звеньев 1, 2, 3, 4.

Механизм позволяет необходимые изменения (корректировки) движения звеньев (точек звеньев) в определенных пределах необходимых для интенсификации технологических процессов в машине.

Разработанная ресурсосберегающая конструкция вращательной кинематической пары состоит из внутреннего цилиндра (вала) 1 установленного в цилиндрическое отверстие 2 корпуса 3, которые постоянно соприкасаются и цилиндр 1 имеет возможность только вращаться относительно неподвижного цилиндра 2 корпуса 3. При этом их относительное движение по оси цилиндров 1 и 2 отсутствуют за счет выполнения буртиков 4 цилиндра (вала) 1. Цилиндр 1 имеет продольные канавки 5 с определенным шагом и глубиной, имеющие в поперечном сечении форму части круга. Цилиндр 2 корпуса 3 имеет отверстие 6 для подачи смазочного материала в элементы кинематической пары (рис. 3).

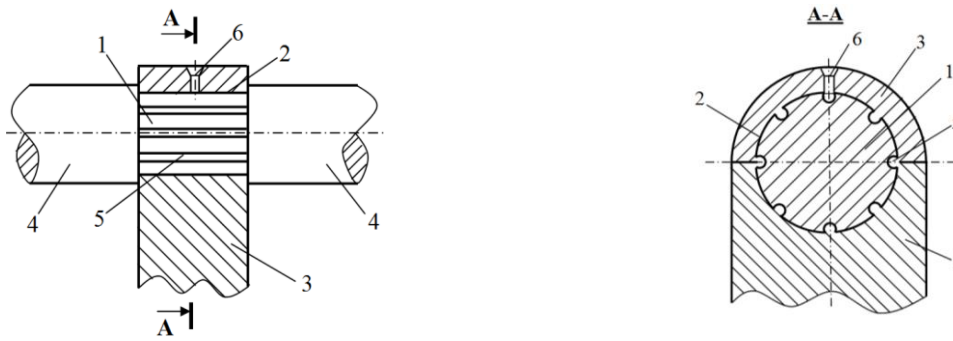


Рис. 3. Вращательная кинематическая пара пятого класса

С целью снижения пиковых значений колебаний нагрузок на валах передачи, увеличения ресурса работы, а также снижение шума, разработана новая схема зубчатой передачи (рис. 4). В данном механизме отношение площади поперечного сечения упругой втулки 10 к площади поперечного сечения упругой втулки 9 принять равным передаточному отношению зубчатой передачи, то есть соблюдено равенство:

$$u_{12} = \frac{\dot{\varphi}_1}{\dot{\varphi}_2} = \frac{S_2}{S_1} = \frac{R_2^2 - R_1^2}{r_2^2 - r_1^2}$$

где  $\dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_2$  - угловые скорости зубчатых колес 1 и 2;  $R_1, R_2$  - внутреннее и внешнее радиусы упругой втулки 10;  $r_1, r_2$  - внутреннее и внешнее радиусы упругой втулки 9.

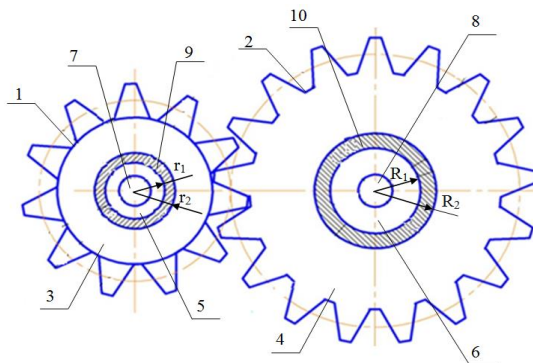


Рис. 4. Зубчатая передача с составными колесами

Предлагаемая зубчатая передача обеспечивает снижение износа зубьев и шума за счет амортизации резиновых втулок шестерни и зубчатого колеса.

Во втором главе диссертации «**Разработка методов структурного анализа плоских рычажных механизмов с упругими элементами**» приведены результаты исследований по разработке методов структурного анализа и синтеза КМГЗ, рычажных, плоских механизмов с упругими элементами.

Для структурного анализа КМГЗ рекомендована структурная формула

$$W = 3(N_1 + N_2 + N_3 + N_4) - 2P \quad (1)$$

где  $N_1$  - число шкивов;  $N_2$  - число гибких звеньев;  $N_3$  - число стержней;  $N_4$  - число остальных неучтенных подвижных звеньев;  $P$  - число всех кинематических пар.

Для КМГЗ представленной на рис 1а степень подвижности согласно (1) равен единице.



При этом структурная формула и структурные группы представлены на рис. 5.

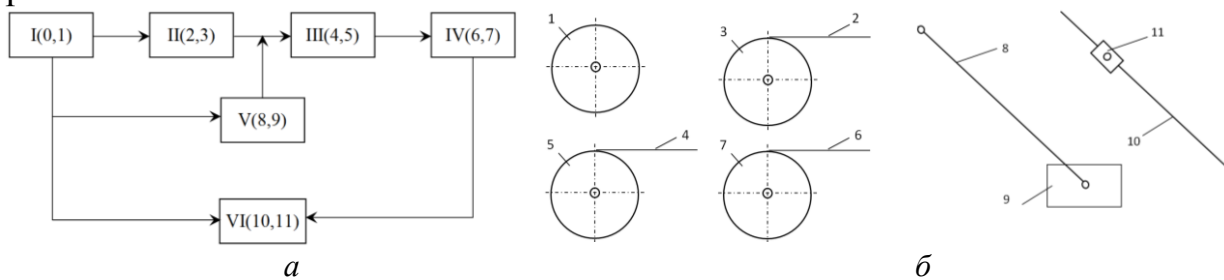


Рис. 5. Структурная формула (а) и структурные группы (б) КМГЗ

Для ликвидации избыточных связей в кинематических парах рычажных механизмов нами использованы упругие элементы. При этом рекомендуется формула для определения степени подвижности механизмов

$$W = 6n - 5P_5 - 4P_4 + k + q \quad (2)$$

где,  $n$ -количество подвижных звеньев в механизме;  $P_5$ -кинематическая пара 5-го класса;  $P_4$ - кинематическая пара 4-го класса;  $q$ -количество избыточных связей;  $k$ -количество упругих связей между звеньями и кинематическими парами, а также упругих элементов в составных кинематических парах.

С учетом приведенной формулы (2) для рычажно-коромыслового механизма с составными кинематическими парами согласно рис. 3 можно ликвидировать избыточные связи:  $n=3$ ,  $P_5=4$ ,  $P_4=0$ ,  $W=1$ ,  $k=3$ ,  $q=0$ . Соответственно для передачи с составными зубчатыми колесами согласно рис. 4 избыточные связи снижается при использовании упругих втулок колес:  $n=2$ ,  $P_5=2$ ,  $P_4=1$ ,  $k=2$ ,  $q=1$ .

Для получения различных сложных законов движения звеньев синтезированы многочисленные варианты исполнения КМГЗ с использованием теории графов. Граф механизма является помеченным графом, нумерацию вершин графа производим следующим образом: 1 – стойка, 2 – входное звено, 3, 4 и т.д. – другие подвижные звенья. На рис. 6 представлен КМГЗ и его граф.

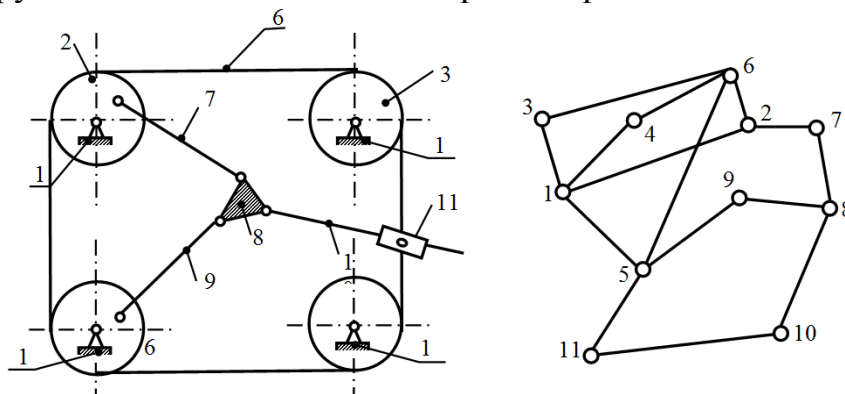


Рис. 6. Кинематическая схема КМГЗ и его граф

В третьей главе диссертации «Кинематика КМГЗ и рычажных механизмов с составными кинематическими парами с упругими элементами» приведены обобщенная модель кинематики КМГЗ при симметричных схема, результаты кинематического анализа КМГЗ для различных переменных схем, а также кинематические характеристики кривошипно-коромысловых механизмов с упругими элементами.

В КМГЗ с увеличением количества шкивов, увеличится и количество криволинейных и прямолинейных участков, т.е. имеет место равенство:

$$S = n + 1$$

где,  $S$ -количество соответствующих участков;  $n$ -количество шкивов в механизме.

Рассматриваемый элемент ведомого звена в криволинейном участке будет двигаться по следующему закону:

$$x_i = l_i + r_i \cos \omega_i t; \quad y_i = r_i \sin \omega_i t \quad (3)$$

где,  $l_i$ -расстояние между центрами ведущего и направляющего шкивов.

Это движение начинается от точки пересечения касательной, проведенной к окружности соответствующего шкива с перпендикуляром к ней. Время движения на этом участке равно:

$$t = \frac{\pi / 2 - \alpha_i}{R\omega / r_i}$$

где,  $\alpha_i$ -угол образованный между гибким элементом и осью ОХ;  $R$ -радиус ведущего шкива.

Это движение прекращается в точке пересечения касательной, проведенной к окружности соответствующего шкива с перпендикуляром к ней.

После перехода на прямолинейную участку закон движения примет следующий вид:

$$\begin{cases} x_i = l_i + r_i \sin \alpha_i - [R\omega t - r_i(\pi/2 - \alpha_i)] \cos \alpha_i \\ y_i = r_i \cos \alpha_i - [R\omega t - r_i(\pi/2 - \alpha_i)] \sin \alpha_i \end{cases}$$

Это движение совершается до точки перехода к криволинейному участку. Данная точка совпадает с точкой пересечения касательной, проведенной к окружности следующего шкива и с перпендикуляром, проведенной к касательной.

Время такого движения будет равно:

$$t = \frac{\pi / 2 - \alpha_i}{R\omega / r_i} + \frac{h}{R\omega \sin \alpha_i}$$

где,  $h$ -ордината следующего шкива.

Таким образом, воспользуясь уравнением прямой, проходящей через рассматриваемых характерных элементов можно выводит уравнению движения кулисного стержня (свободного конца кулисного стержня) в следующем виде:

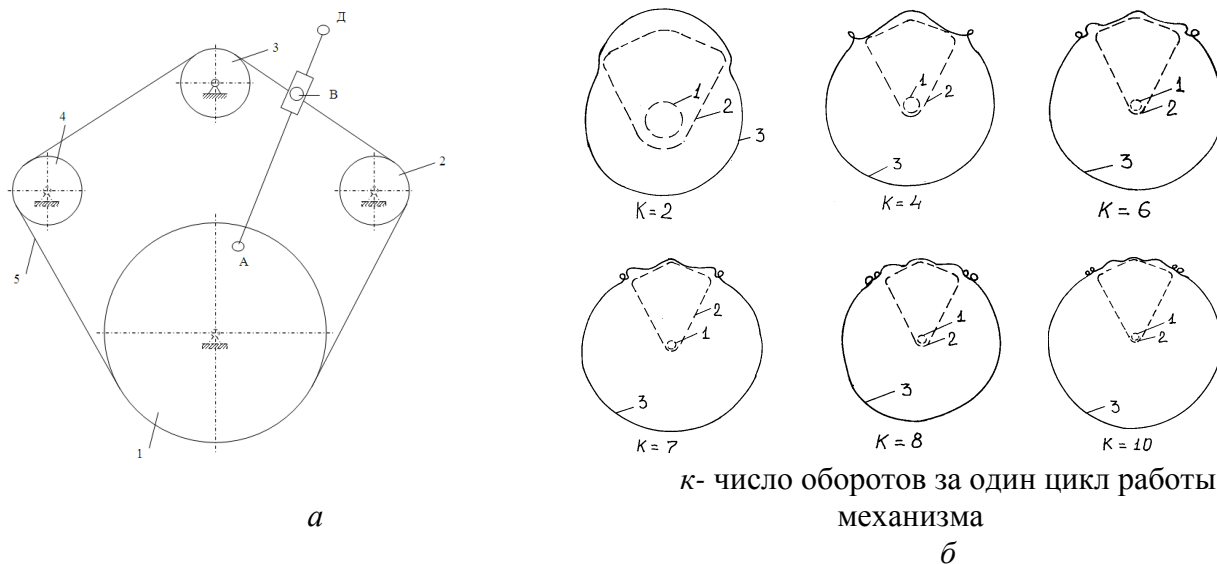
$$x = x_i \pm \frac{L}{\sqrt{k^2 + 1}}; \quad y = y_i \pm \frac{kL}{\sqrt{k^2 + 1}} \quad (4)$$

где,  $L$ -длина кулисного стержня;  $k$ -угол тангенса прямой.

Таким образом, при помощи уравнения (4) можно получить траекторию кулисного стержня КМГЗ различных видов и с симметричными гибкими контурами. На рис. 7 представлен схема КМГЗ (а) и результаты численного решения задачи кинематики (б). На рис. 7б: 1-траектория точки А характерной для кулисного стержня и ведущего шкива; 2-траектория точки В характерной

для кулисного стержня и гибкого элемента; 3-траектория точки  $D$  свободного конца кулисного стержня.

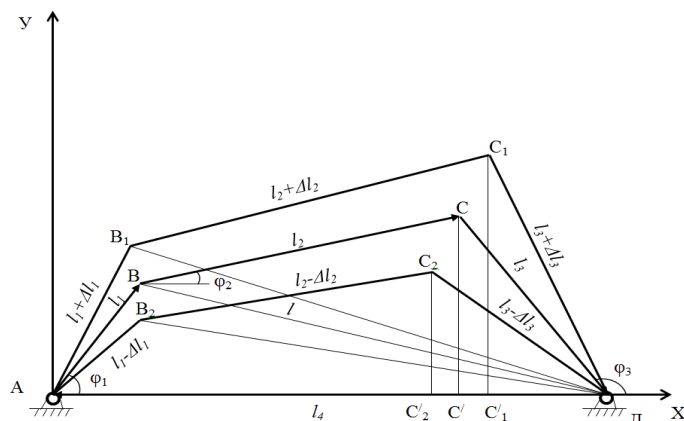
Анализ полученных результатов при отработке кинематического исследования показали, что с увеличением  $k$  увеличиваются и габаритные размеры механизма. Это можно отрицательно влиять на работоспособность механизма. В связи с этим, для получения более сложного движения ведомого звена разработаны другие виды КМГЗ.



**Рис. 7. а-Кинематическая схема исследуемого КМГЗ; б-Траектории характерных точек  $A$ ,  $B$  и  $D$  для первого варианта исследуемого механизма**

Для рекомендуемого кривошипно-коромыслового механизма учитывая деформации упругих элементов между кривошипом и шатуном, а также между шатуном и коромыслом составим расчетную схему, которая представлена на рис. 8.

Деформации упругих втулок в кинематических парах учитываем в виде фиксированных значений, максимальные и минимальные. Тогда длины кривошипа, шатуна и коромысла будет увеличены или уменьшаются за счет этих значений фиксированных деформаций упругих втулок кинематических пар.



**Рис. 8. Расчетная схема кривошипно-коромыслового механизма с составными шарнирами и с упругими элементами**

Для изучения кинематики предложенного механизма с учетом фиксированных деформаций упругих элементов в шарнирах В и С воспользуемся классической методикой векторных контуров

$$\varphi_{3\min} = \arccos \frac{(l_2 - \Delta l_2)^2 - (l_1 - \Delta l_1)^2 - (l_3 - \Delta l_3)^2 - l_4^2 + 2(l_1 - \Delta l_1)l_4 \cos \varphi_1}{2(l_3 - \Delta l_3)\sqrt{(l_1 - \Delta l_1)^2 + l_4^2} - 2(l_1 - \Delta l_1)l_4 \cos \varphi_1} +$$

$$+ \arctg \frac{(l_1 - \Delta l_1) \sin \varphi_1}{(l_1 - \Delta l_1) \cos \varphi_1 - l_4}$$

Из рис. 7 можно убедиться

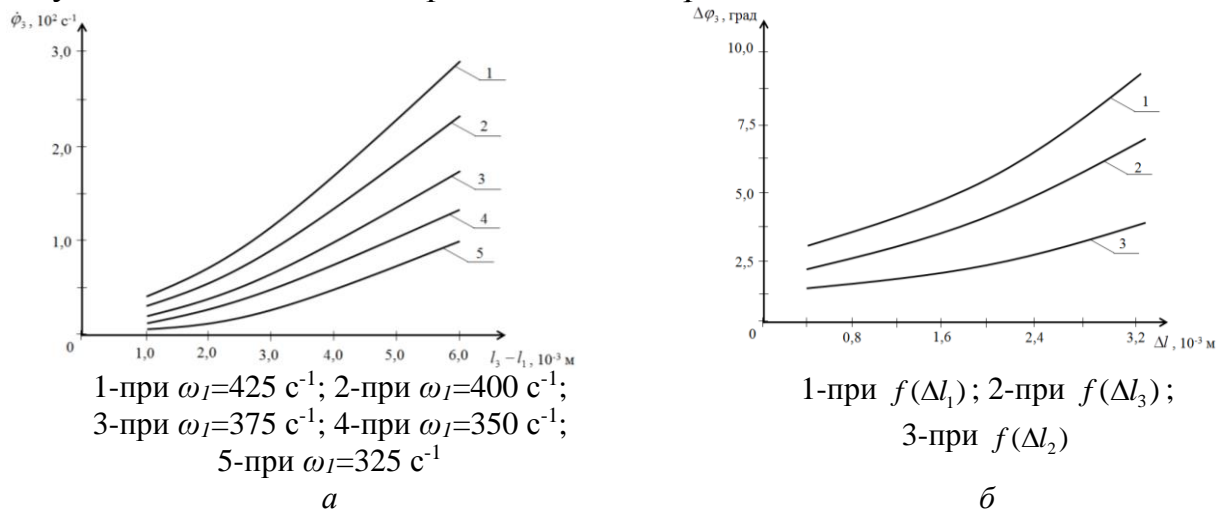
$$\Delta \varphi_2 = \varphi_{2\max} - \varphi_2 = \varphi_2 - \varphi_{2\min}; \quad \Delta \varphi_3 = \varphi_{3\max} - \varphi_3 = \varphi_3 - \varphi_{3\min};$$

$$\varphi_2 = \frac{\varphi_{2\max} + \varphi_{2\min}}{2}; \quad \varphi_3 = \frac{\varphi_{3\max} + \varphi_{3\min}}{2}$$

При этом линейная скорость оси шарнира между кривошипом и шатуном изменяется в пределах

$$V_{\max} = (l_1 + \Delta l_1)\omega_1; \quad V_{\min} = (l_1 - \Delta l_1)\omega_1$$

Решение задачи кинематики кривошипно-коромыслового механизма с упругими элементами составных шарниров осуществляли при следующих значениях параметров:  $\omega_1=350 \text{ с}^{-1}$ ;  $l=32 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;  $l_2=65 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;  $l_3=36 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;  $l_4=62 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;  $\Delta l_1=(1,8 \dots 2,1) \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;  $\Delta l_2=(0,06 \dots 1,0) \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;  $\Delta l_3=(1,7 \dots 2,0) \cdot 10^{-3} \text{ м}$ . Полученные зависимости представлены на рис. 9.



**Рис. 9. а-Закономерности изменения угловой скорости коромысла  $\dot{\varphi}_3$  от разницы длин  $l_3-l_1$ ; б- Закономерности изменения угловых перемещений коромысла (б) механизма от изменения фиксированных значений  $\Delta l_1$ ,  $\Delta l_2$  и  $\Delta l_3$**

Анализ графиков показывает, что при увеличении  $\Delta l_1$  от  $0,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  до  $3,2 \cdot 10^{-2} \text{ м}$  приводит к возрастанию  $\Delta \varphi_2$  от 1,2 градуса до 3,25 градуса. Возрастание  $\Delta l_3$  также приводит к увеличению  $\Delta \varphi_2$  до 2,25 градуса. Но с изменением значений  $\Delta l_2$  фактически  $\Delta \varphi_2$  остается неизменным, отклонение составляет  $0,4 \dots 0,5$  градусов. Поэтому для обеспечения необходимых амплитуд высокочастотных колебаний шатуна за счет фиксированных деформаций упругих элементов шарниров целесообразным считается изменение значений

$\Delta l_1$  и  $\Delta l_3$  нежели  $\Delta l_2$ . При этом для увеличения амплитуды высокочастотных колебаний коромысла целесообразным считается также увеличение разницы  $\Delta l_1 - \Delta l_3$ .

В плоском рычажном четырехзвеннике кинематическая пара между шатуном и коромыслом выполнена составной, имеет упругий элемент.

За счет максимальной деформации упругой втулки в кинематической паре расчет расстояний между осями производим согласно схемы, представленной на рис. 10.

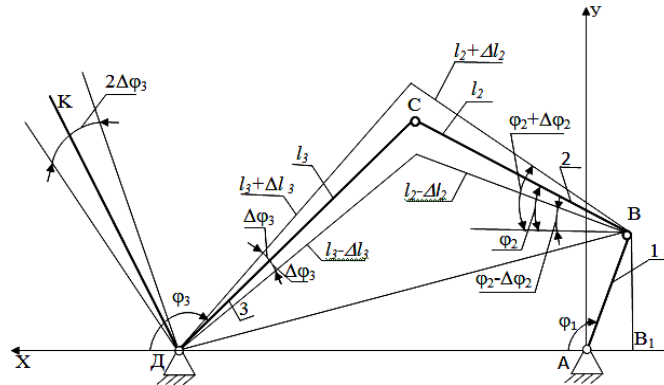


Рис. 10. Схема плоского рычажного механизма с упругими втулками

Согласно расчетной схеме можно записать:

$$\Delta\varphi_2 = \frac{1}{2} \left[ \begin{array}{l} \arccos \frac{l_1^2 + l_4^2 - 2l_1l_4 \cos \varphi_1 + (l_2 + \Delta l_2)^2 - (l_3 + \Delta l_3)^2}{2(l_3 + \Delta l_3)\sqrt{l_1^2 + l_4^2 - 2l_1l_4 \cos \varphi_1}} \\ - \arccos \frac{l_1^2 + l_4^2 - 2l_1l_4 \cos \varphi_1 + (l_2 - \Delta l_2)^2 - (l_3 - \Delta l_3)^2}{2(l_2 - \Delta l_3)\sqrt{l_1^2 + l_4^2 - 2l_1l_4 \cos \varphi_1}} \end{array} \right]$$

$$\Delta\varphi_3 = \frac{1}{2} \left[ \begin{array}{l} \arccos \frac{l_1^2 + l_4^2 - 2l_1l_4 \cos \varphi_1 + (l_3 + \Delta l_3)^2 - (l_2 + \Delta l_2)^2}{2(l_3 + \Delta l_3)\sqrt{l_1^2 + l_4^2 - 2l_1l_4 \cos \varphi_1}} \\ - \arccos \frac{l_1^2 + l_4^2 - 2l_1l_4 \cos \varphi_1 + (l_3 - \Delta l_3)^2 - (l_2 - \Delta l_2)^2}{2(l_3 + \Delta l_3)\sqrt{l_1^2 + l_4^2 - 2l_1l_4 \cos \varphi_1}} \end{array} \right]$$

При этом  $\varphi_{3\max} = \varphi_3 + \Delta\varphi_3$ ;  $\varphi_{3\min} = \varphi_3 - \Delta\varphi_3$ ;  $\varphi_{2\max} = \varphi_2 + \Delta\varphi_2$ ;  $\varphi_{2\min} = \varphi_2 - \Delta\varphi_2$

На основе численного решения задачи получены законы углового перемещения коромысла с учетом деформации резиновой втулки и вариации  $r$  и  $l$ , которые представлены на рис. 11.

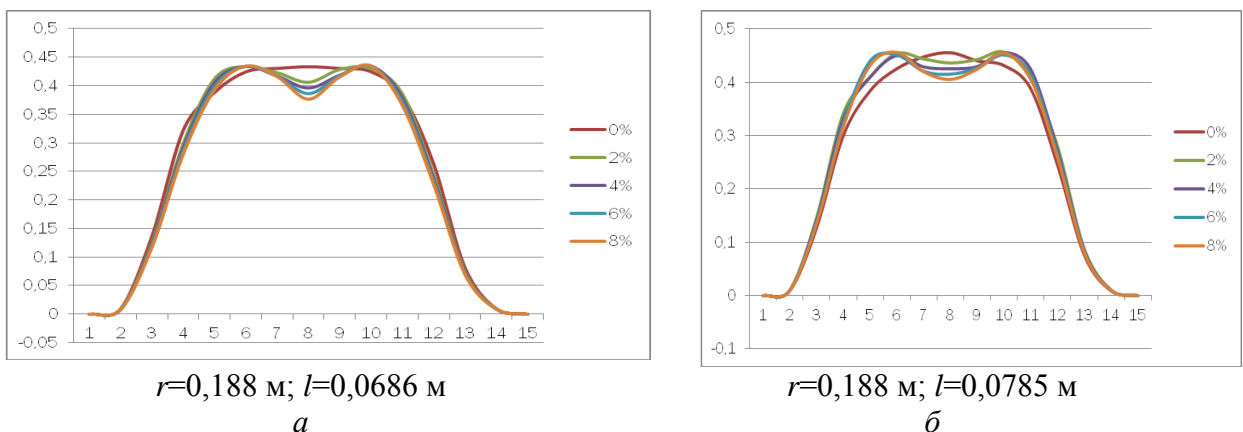


Рис. 11. Законы движения коромысла

В четвертой главе диссертации «Исследование динамики рычажных и КМГЗ» приведены результаты динамического анализа рычажного кривошипно-коромыслового механизма с упругими элементами, зубчатой передачи с составными колесами, расчеты момента силы трения в кинематической паре с канавками оси, а также динамика КМГЗ.

В раде приводов технологических машин, в частности швейных и чесальных, прядильных машинах широко использованы рычажные кривошипно-коромысловые механизмы. На рис. 12 представлена расчетная схема трехмассового машинного агрегата с рекомендуемым кривошипно-коромысловым механизмом.

Движение машинного агрегата с учетом момента асинхронного электродвигателя в виде динамической характеристики и рабочих органов опишется следующей системой уравнений

$$\frac{\omega_0 - \dot{\varphi}_1}{\omega_0} = \frac{S_k M_\partial}{2M_k} + \frac{M_\partial}{2\omega_c M_k}; \quad J_1 \ddot{\varphi}_1 = M_\partial - u_{21} M_1$$

$$J_2 \ddot{\varphi}_2 = M_1 - u_{32} M_2; \quad J_3 \ddot{\varphi}_3 = M_2 - c_1 \varphi_1 - \varepsilon_1 \dot{\varphi}_1 - M_{cn}$$

где  $\omega_0$ -угловая скорость идеального холостого хода, 1/с;  $S_k$ -критическое или максимальное скольжение;  $M_\partial$ -движущий момент асинхронного электродвигателя, Нм;  $M_k$ -критический максимальный момент электродвигателя в статическом режиме (или опрокидывающий), Нм;  $\omega_c$ -угловая частота сети, 1/с;  $J_1, J_2, J_3$ -моменты инерции соответственно масс машинного агрегата, кгм<sup>2</sup>;  $\ddot{\varphi}_1, \ddot{\varphi}_2, \ddot{\varphi}_3$  -угловые ускорения соответственно масс машинного агрегата, 1/с<sup>2</sup>;  $M_1$  и  $M_2$ -моменты сопротивления соответственно, Нм;  $u_{12}$  и  $u_{23}$ -передаточные отношения соответственно масс машинного агрегата. Численное решение задачи осуществляли при следующих значениях параметров:  $N=0,35$  кВт,  $n_1=1430$  об/мин,  $l_1=(4,5-8,2)$  мм,  $l_2=(12,5-17,5)$  мм,  $l_3=(7,5-11,5)$  мм,  $c=(1,2-1,8) \cdot 10^2$  Нм/рад,  $J_3=(2,4-3,2) \cdot 10^{-3}$  кгм<sup>2</sup>  $u_{12}=1,1$ ;  $u_{23}=1,5$ .

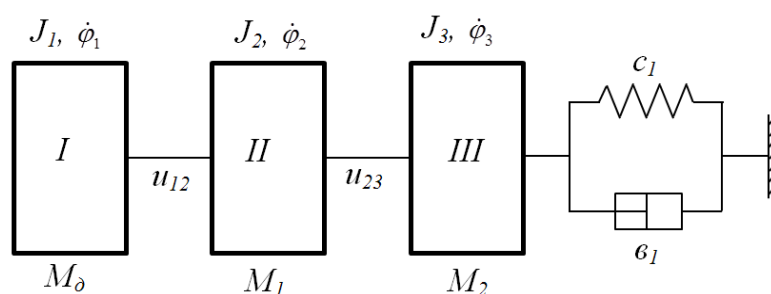
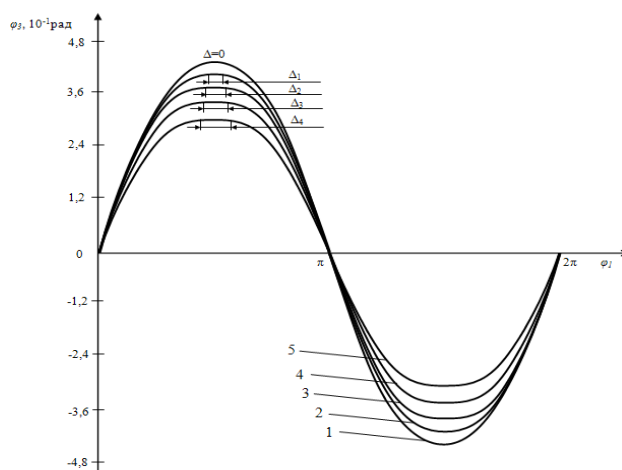


Рис. 12. Расчетная схема трехмассового машинного агрегата кривошипно-коромыслового механизма

Анализ закономерности движения коромысла показывает, что амплитуда колебания при отсутствии упругих связей доходит до 0,46 рад, а при воздействии упругой связи с коэффициентом жесткости  $1,2 \cdot 10^2$  Нм/рад амплитуда уменьшается до 0,41 рад. При этом, фактически появляется некоторый выстой коромысла в пределах  $(0,1-0,12)\pi$  поворот кривошипа механизма (рис. 13).

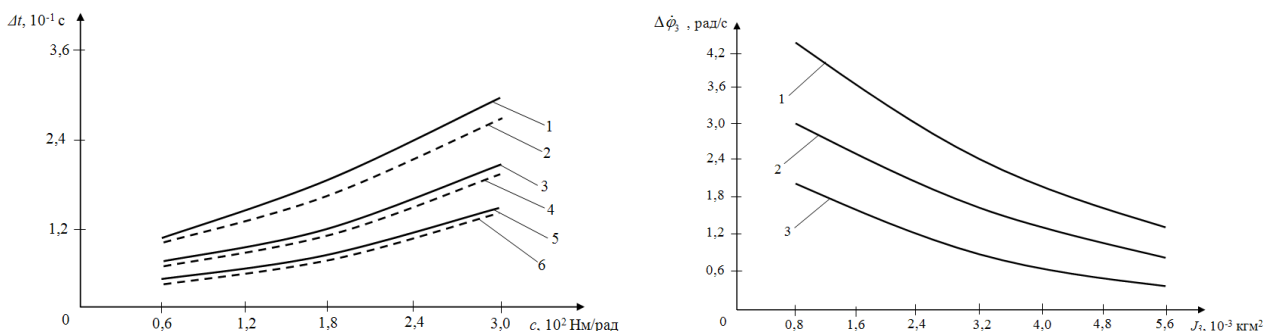
С увеличением коэффициента жесткости упругих связей до  $3,0 \cdot 10^2$  Нм/рад, величина выстоя коромысла в крайних положениях доходит до  $(0,16-0,21)\pi$  углового перемещения кривошипа. На рис. 14а представлены графические зависимости изменения времени выстоя коромысла в крайних положениях от вариации коэффициента жесткости упругих связей. Анализ графиков показывает, что с увеличением коэффициента жесткости упругой связи от  $0,9 \cdot 10^2$  Нм/рад до  $3,4 \cdot 10^2$  Нм/рад и при  $\omega_I = 1,8 \cdot 10^2$  рад/с время выстоя коромысла в крайних положениях возрастает от 0,06 с до 0,095 с при  $M_{cn} = 0$ , а при  $M_{cn} = 1,8 \cdot 10$  Нм, это время уменьшается до 0,045 с. По этому для увеличения времени выстоя коромысла в крайних положениях целесообразным считается увеличение жесткости упругих связей.



1-при без упругой связи; 2-при  $c_3 = 1,2 \cdot 10^2$  Нм/рад; 3- при  $c_3 = 1,8 \cdot 10^2$  Нм/рад;  
4- при  $c_3 = 2,4 \cdot 10^2$  Нм/рад; 5- при  $c_3 = 3,0 \cdot 10^2$  Нм/рад

**Рис. 13. Закономерности движения коромысла при изменении коэффициента жесткости упругой связи**

Увеличение момента инерции коромысла от  $0,8 \cdot 10^{-3}$  кгм<sup>2</sup> до от  $5,6 \cdot 10^{-3}$  кгм<sup>2</sup> при  $c_2 = 2,4 \cdot 10^2$  Нм/рад размах колебаний угловой скорости коромысла уменьшается от 2,1 рад/с до 0,31 рад/с по нелинейной закономерности (рис. 14б).



1, 3, 5- с учетом  $M_{cn} = 1,8 \cdot 10$  Нм; 2, 4, 6- без учета  $M_{cn}$ ; 1, 2-при  $\omega_I = 2,2 \cdot 10^2$  рад/с; 3,4- при  $\omega_I = 1,8 \cdot 10^2$  рад/с; 3- при  $\omega_I = 1,1 \cdot 10^2$  рад/с

1-при  $c_3 = 1,2 \cdot 10^2$  Нм/рад; 2- при  $c_3 = 1,8 \cdot 10^2$  Нм/рад; 3- при  $c_3 = 2,4 \cdot 10^2$  Нм/рад

**Рис. 14. Графические зависимости изменения времени выстоя (взаимодействия) коромысла в пределах положения от изменения коэффициента жесткости упругой связи и частоты вращения кривошипа (а) и изменения размаха колебаний угловой скорости коромысла от его момента инерции (б)**

При уменьшении коэффициента жесткости упругой связи  $\Delta\dot{\varphi}_3$  уменьшается от 4,22 рад/с до 2,05 рад/с. Поэтому выбирая необходимые значения  $J_3, c_2, M_{сн}, l_1, l_2, l_3$  можно получить требуемые значения изменений  $\varphi_3, \Delta t, \Delta\dot{\varphi}_3$  и др. для соответствующей технологической машины.

Для расчета деформации сдвига амортизатора-втулки составных зубчатых колес передачи, согласно расчетной схемы на рис. 15 получена следующие формулы:

$$\varphi_1 = \frac{M_1}{2\pi Gl} \int_{r_1}^{r_1'} \frac{dr}{r^3} = \frac{M_1}{2\pi Gl} \left[ \frac{1}{2(r_1')^2} - \frac{1}{2(r_1)^2} \right]; \quad \varphi_2 = \frac{M_2}{4\pi Gl} \left[ \frac{1}{r_2'^2} - \frac{1}{r_2^2} \right]$$

где  $\varphi_1, \varphi_2$ -углы поворота амортизаторов – втулок колес;  $r$ -внутренний радиус втулки;  $r_1, r_2$ -наружные радиусы втулок;  $r_1', r_2'$ -наружные радиусы втулок;  $G$ -модуль сдвига резины;  $l$ -длина втулки;  $M_1, M_2$ -внешние вращающие моменты.

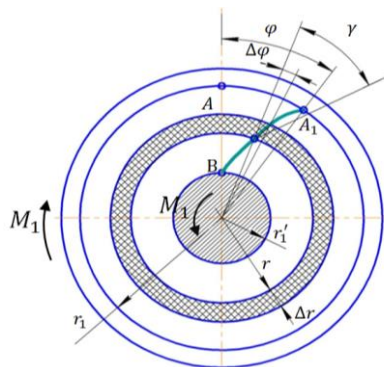


Рис. 15. Схема для расчета деформации сдвига амортизатора-втулки шестерни зубчатой передачи

Согласно следующих исходных данных,  $M_1 = 8,2$  Нм;  $M_2 = 6,3$  Нм;  $\pi = 3,14$ ;  $l = 24,2 \cdot 10^{-3}$  м;  $r_1 = 3,8 \cdot 10^{-2}$  м;  $r_2 = 5,6 \cdot 10^{-2}$  м построены графические зависимости изменения деформаций углового сдвига упругих резиновых втулок зубчатых колес передачи от вариации значений модуля сдвига резины и внешних крутящих моментов (см. рис. 16а).

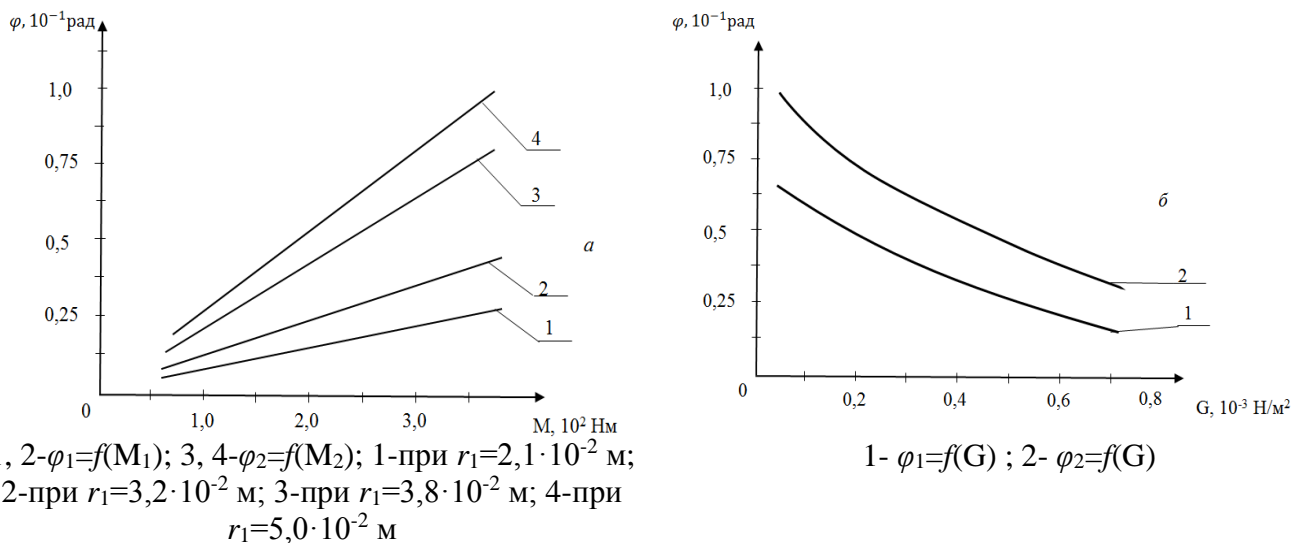


Рис.16. Графические зависимости изменения деформаций угловых сдвигов амортизаторов – втулок шестерни и колеса передачи от вариации крутящих моментов на валах (а) и модуля сдвига (б)



С увеличением внешних моментов  $M_1$  и  $M_2$  возрастание деформаций угловых сдвигов резиновых втулок зубчатых колес  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  имеют линейный характер. Для снижения ударных взаимодействий зубьев при зацеплении из-за больших значений  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  приемлемыми значениями внешних моментов являются  $M_1=(0,025\dots0,028)\cdot 10^2$  Нм,  $M_2=(0,03\dots0,036)\cdot 10^2$  Нм. Для уменьшения значений деформаций угловых сдвигов резиновых втулок целесообразным считается значения модуля сдвига  $(0,33\dots0,42)\cdot 10^{-3}$  Н/м<sup>3</sup> (см. рис. 16б).

В известной методике расчета момента трения в вращательной кинематической паре пятого класса используются две гипотезы. Воспользуемся первой гипотезой согласно расчетной схемы, представленной на рис. 17 с учетом условия равновесия силы давления  $P_k$  и проекции силы трения в элементарной зоне контакта на ось ОУ можно определить выражение

$$P = 2ql \left[ r \sin \left( \frac{\pi}{2} - \frac{i}{2} \arcsin \frac{b}{r} \right) - \frac{ib}{2} \right]$$

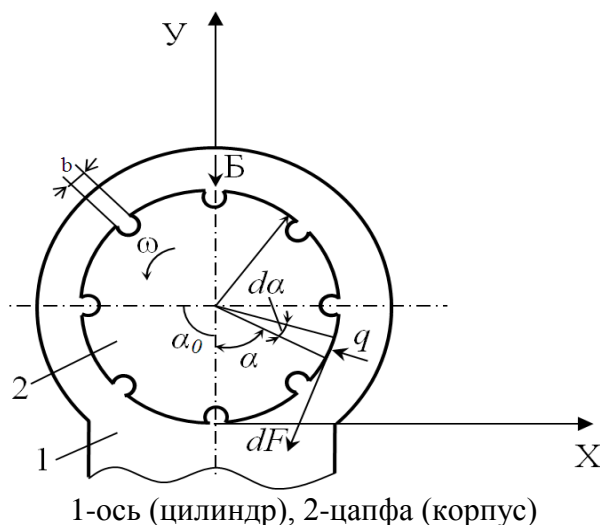
где,  $q$ -сила давления,  $l$ -длина кинематической пары,  $r$ -радиус цилиндра,  $i$ -количество канавок,  $b$ -ширина канавки.

С учетом силы реакции цапфы на ось (цилиндр) момент от силы трения вычисляется из следующего выражения

$$M_{mp} = 2fqalr \left[ r \sin \left( \frac{\pi}{2} - \frac{ib}{2r} \right) - \frac{ib}{2} \right] \cdot \frac{\frac{\pi}{2} - \frac{ib}{2r}}{\sin \left( \frac{\pi}{2} - \frac{ib}{2r} \right)}$$

где,  $f$ -коэффициент трения стали по стали.

Рекомендуемая конструкция вращательной кинематической пары значительно уменьшает момент от сил трения, тем самым увеличивается ресурс работы механизма и машины. При этом на снижение момента от сил трения влияют параметры конструкции и внешняя нагрузка.



**Рис. 17. Расчетная схема для определения момента трения**

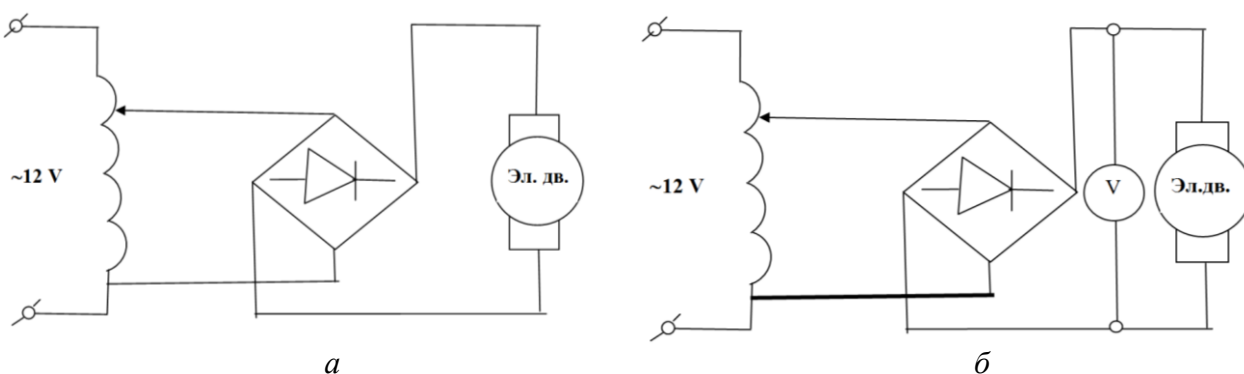
При увеличении ширины канавок от  $0,5\cdot 10^{-3}$  м до  $3,0\cdot 10^{-3}$  м при  $i=8,0$  момент трения уменьшается от 30 Нм до 9,9 Нм, а при  $i=16,0$  значение  $M_{mp}$  уменьшается от 14,5 Нм до 2,9 Нм. Для рассматриваемых машин и механизмов

текстильной, легкой промышленности и сельхозпроизводства для увеличения ресурса кинематических пар до 20 % рекомендуется принимать  $i=10,0\div 12,0$  и  $b=(0,8\div 2,0)\cdot 10^{-3}$  м. При изменении внешней нагрузки  $(1,0\div 8,0)\cdot 10^2$  Н момент от сил трения при  $a=0,70$  увеличивается до 40,5 Нм по линейной закономерности, а при коэффициенте  $a=0,40$ , Мтр возрастает только до 15,4 Нм. Поэтому рекомендуемыми значениями смазки являются  $a\leq(0,4\div 0,5)$ .

Составлены динамические и математические модели КМГЗ с симметричным гибким контуром и с переменными параметрами. Динамические модели представлены в виде двух и трех массовой систем, жестко связанных между собой с учетом переменности момента инерции кулисного стержня. Анализ решения движений исследуемой системы показал, что степень динамичности механизма зависит в основном от расстояния между осями вращения смежных шкивов. Результаты экспериментальных исследований, полученные на моделях КМГЗ с симметричным гибким контуром, а также на стенде КМГЗ с переменными параметрами, свидетельствуют о том, что обнаруженные аналитические зависимости между геометрическими параметрами механизмов, действительно обеспечивают цикличность движения ведомого звена. Установлено, что с увеличением частоты вращения ведущего звена возрастает потребляемая мощность механизмом, а крутящий момент на приводном валу уменьшается.

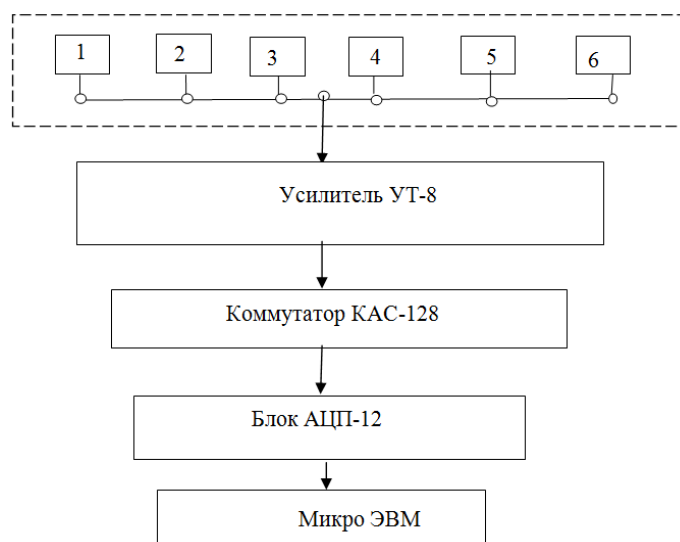
В пятой главе «**Экспериментальное исследование кинематики и нагруженности КМГЗ на моделях механизмов**» приведены результаты экспериментальных исследований по определению параметров кинематики и динамики КМГЗ.

Для приведения экспериментов были изготовлены стенды с КМГЗ. Опыты проводили в трех режимах, которые объясняются изменением частоты вращения ведущего звена. Принципиальная схема регулировки режима электродвигателя приведена на рис. 18.



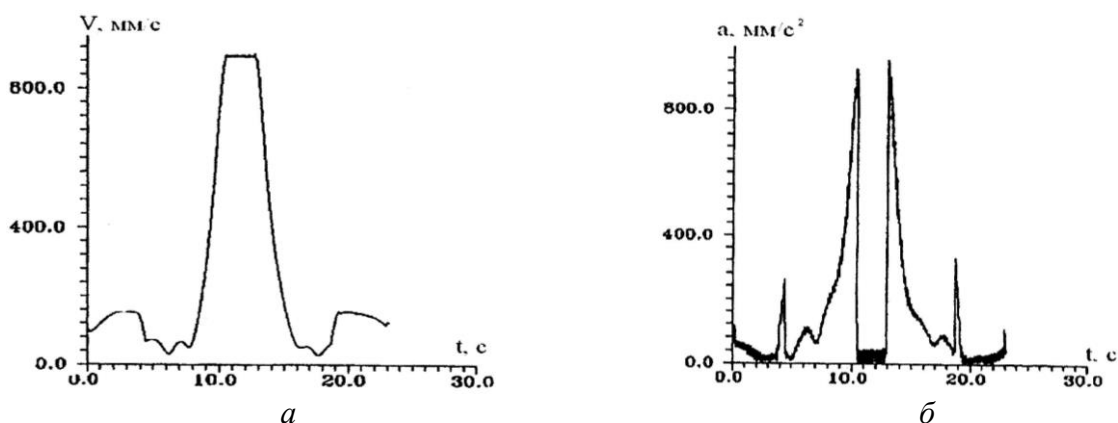
**Рис.18. Электрическая схема для регулировки режима работы электродвигателя (а) и для измерения потребляемой мощности исследуемого механизма (б)**

Использовали также схему электропреобразования, представленную на рис. 19, которая состоит из 6 первичных преобразователей - датчиков (1) типа ДУ-5С, усилителя сигналов (2) марки УТ-8, коммутатора (3), блока преобразователя (4) типа АЦП-12 и микро ЭВМ типа ДВК-3.



**Рис.18. Принципиальная схема подключения измерительной аппаратуры**

На рис. 20 представлены графики закономерности изменения скорости и ускорения точек *B* (кулисного камня) и *D* (свободный конец кулисного стержня).



**Рис. 20. Характер изменения скорости (а) и ускорения (б) кулисного стержня (точки D) при  $n_2=10$  об/мин**

Определены значения потребляемых мощностей и крутящих моментов на трех режимах (табл. 1).

**Таблица 1**

$\omega_1=0,524$ 1/с	$\omega_2=1,048$ 1/с	$\omega_3=1,572$ 1/с
$P=2,58$ Вт	$P=4,5$ Вт	$P=5,2$ Вт
$M=4,92$ Нм	$M_2=4,29$ Нм	$M_3=3,31$ Нм

Рассмотрены графические закономерности изменения потребляемой мощности и крутящего момента на приводном валу КМГЗ.

В шестой главе диссертации «**Результаты производственных испытаний и экономическая эффективность рекомендованных рычажных механизмов с упругими и гибкими элементами**» представлен анализ результатов производственных испытаний машины для чесания и очистки шерсти с рекомендуемой замкнутой цепной передачей в приводе, а также кривошипно-ползунного и кривошипно-коромыслового механизмов с составными кинематическими парами в приводе швейных машин. На производстве

«О`КТМ-КО» установили новую эффективную конструкцию схемы замкнутого цепного привода с составными звездочками с упругими втулками в приводе для рабочих органов концевальной машины. В процессе испытаний рекомендуемая машина для чесания шерсти с использованием в приводе цепной передачи с составными звездочками с упругой втулкой показала высокую надежность и стабильность работы. По результатам испытаний получено, что средняя длина волокна в рекомендуемом варианте получилась 56,2 мм, а в существующей машине 52,3 мм, коэффициент разволокнения в рекомендуемом варианте 0,931%, а в существующей машине 0,955%. Механическая поврежденность волокон шерсти в серийной машине 6,5%, в машине с рекомендуемой цепной передачей в приводе уменьшался на 4,2%, также уменьшается шерстяные волокна в выделенной примеси на 2,5-3,5%, повышается ресурс работы рабочих органов в 15-20 %. Следует отметить, что в рекомендуемой машине значительно увеличивается ресурс работы рабочих органов, уменьшился шум счет упругой втулки звездочки цепной передачи в секциях чесания и очистки шерсти.

В производстве испытана модернизированная швейная машина с новым кривошипно-ползунный и кривошипно-коромысловый механизмами с составными и упругими втулками в кинематических парах для приводов иглы и рейки швейной машины.

Результаты производственных испытаний в предприятии «ХУЖАБОД» показали, увеличить производительность швейной машины на 1,1-1,2 раза; отсутствуют обрыв нити и поломка иглы; ресурс работы увеличивается в 2÷3 раза; значительно уменьшается шум.

Годовой экономический эффект от внедрения в производство замкнутых цепных передач с составными звездочками и рычажных механизмов с составными кинематическими парами в приводах машин для чесания и очистки шерсти и в швейных машинах позволило получение годовой экономический эффект более 170 млн. сум.

## **ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

Результаты исследований по теме докторской диссертации “Разработка конструктивных схем и методы расчета рычажных механизмов с упругими элементами и гибкими звеньями” состоит из следующих:

1. На основе анализа работы кулисных, кривошипно-ползунных, кривошипно-коромысловых, цепных и зубчатых механизмов разработаны новые эффективные схемы КМГЗ, рычажных, цепных и зубчатых механизмов с упругими элементами. Это служит для определения пути повышения производительности, увеличения ресурса работы и надежности, повышения технологических показателей машины для чесания и очистки шерсти и швейных машин на основе использования рекомендуемых механизмов в приводах машин.

2. Разработан метод и формула для определения избыточных связей в кинематических парах плоских рычажных механизмов с упругими элементами.

Это служит для определения схемы установки упругих элементов в рычажных, кулачковых и зубчатых механизмах, позволяющие снижение избыточных связей в кинематических парах.

3. Разработан метод кинематического анализа КМГЗ, включая кулисные механизмы с переменными параметрами, составлена обобщенная кинематическая модель КМГЗ с симметричными гибкими контурами. Это служит для определения законов движения ведомого звена КМГЗ в зависимости от характера соединения кулисного стержня с ведущим звеном.

4. Получен ряд законов движения точек кулисного стержня в графическом виде для КМГЗ различных видов, в том числе и для КМГЗ с переменными параметрами. Это служит для получения различных законов движения ведомого звена с изменением одного из геометрических параметров исследуемого механизма.

5. Решена задача динамики машинного агрегата с кривошипно-коромысловым механизмом с упругими связями в крайних положениях коромысла. Получены закономерности движения коромысла при изменении коэффициента жесткости упругой связи. Это служит для определения увеличения коэффициента жесткости упругих связей до  $3,0 \cdot 10^2$  Нм/рад, величина выстоя коромысла в крайних положениях доходит до  $(0,16-0,21)\pi$  углового перемещения кривошипа.

6. Проведены исследование для определения деформации сдвига амортизатора втулки составных зубчатых колес передачи. Это служит для получения графических зависимостей изменения деформации угловых сдвигов втулок шестерни и колеса от изменения крутящих моментов на валах и модуля сдвига.

7. Получены формулы для расчета момента трения в кинематической паре. Определены закономерности изменения момента трения от изменения ширины канавок и длины кинематической пары. При изменении внешней нагрузки  $(1,0 \div 8,0) \cdot 10^2$  Н момент от сил трения при  $a=0,70$  увеличивается до 40,5 Нм по линейной закономерности, а при коэффициенте  $a=0,40$ ,  $M_{тр}$  возрастает только до 15,4 Нм. Эти параметры служат для определения показателей смазки.

8. Составлены динамические и математические модели КМГЗ с симметричным гибким контуром и с переменными параметрами. Динамические модели рассмотрены в виде двух и трех массовой систем, жестко связанных между собой с учетом переменности момента инерции кулисного стержня. Полученные параметры служат для определения степени динамичности механизма.

9. Результаты экспериментальных исследований, полученные на моделях КМГЗ с симметричным гибким контуром, а также на стенде КМГЗ с переменными параметрами, свидетельствуют о том, что аналитические зависимости между геометрическими параметрами механизмов, действительно обеспечивают цикличность движения ведомого звена. Это служит для определения влияния частота вращения ведущего звена на потребляемую мощность механизма.

10. На основе производственных испытаний замкнутых цепных передач с составными звездочками с упругими элементами в приводе машины для чесания и очистки шерсти получено, что средняя длина волокна в рекомендуемом варианте получилась 56,2 мм, а в существующем машине 52,3 мм, коэффициент разволокнения в рекомендуемом варианте 0,931%, а в существующем машине 0,955%. Механическая поврежденность волокон шерсти в серийной машине 6,5%, в машине с рекомендуемой цепной передачей в приводе уменьшался на 4,2%, также уменьшается шерстяные волокна в выделенном примеси на 2,5-3,5%, повышается ресурс работы рабочих органов в 15-20 %. Эти рекомендуемые параметры служат для значительного увеличения ресурса работы рабочих органов и уменьшения шума.

11. Использование кривошипно-ползунного и кривошипно-коромыслового рычажных механизмов с составными кинематическими парами с упругими элементами в приводе иглы и перемещения матиреалов позволило: увеличить производительность швейной машины на 1,1-1,2 раза по сравнению с серийной швейной машиной; фактически отсутствуют пропуски стежков; отсутствуют обрыв нити и поломка иглы; ресурс работы увеличивается в 2÷3 раза; нет распускаемости строчек; значительно уменьшается шум. Годовой экономический эффект от внедрения в производство замкнутых цепных передач с составными звездочками и рычажных механизмов с составными кинематическими парами в приводах машин для чесания и очистки шерсти и в швейных машинах позволило получение годовой экономический эффект более 170 млн. сум.

**SCIENTIFIC COUNCIL TO AWARDING OF THE SCIENTIFIC DEGREES  
DSc.28.02.2018.T.03.04 AT THE TASHKENT STATE TECHNICAL  
UNIVERSITY AND THE NATIONAL UNIVERSITY OF UZBEKISTAN**

---

**NAMANGAN ENGINEERING-CONSTRUCTION INSTITUTE**

**KENJABOYEV SHUKURJON SHARIPOVICH**

**DEVELOPMENT OF DESIGN SCHEMES AND METHODS FOR  
CALCULATING LEVER MECHANISMS WITH ELASTIC ELEMENTS AND  
FLEXIBLE LINKS**

**05.02.02 - Theory of mechanisms and machines. Machine science and machine parts**

**dissertation abstract of the doctor of sciences (DSc)  
on technical sciences**

**Tashkent - 2019**

**The there of doctoral dissertation (DSc) has been registered by the Supreme Attestation Commission at the Cabinet of Ministers of the Republic of Uzbekistan in number B2018.4.DSc/T246.**

The dissertation has prepared at Namangan engineering-construction institute.

The abstract of the dissertation is posted in three languages (Uzbek, Russian and English (summary)) on the web-page Scientific council [www.tdtu.uz](http://www.tdtu.uz) and on the “ZiyoNET” information and educational portal [www.ziynet.uz](http://www.ziynet.uz).

**Scientific consultant:**

**Djuraev Anvar Djuraevich**  
doctor of technical sciences, professor

**Official opponents:**

**Alimuxamedov Shavkat Pirmuxamedovich**  
doctor of technical sciences, professor

**Maxkamov Kobul Xamdovich**  
doctor of technical sciences, professor

**Muxammadiev Davlat Mustafaevich**  
doctor of technical sciences, professor

**Leading organization:**

**Fergana polytechnic institute**

Defense of the dissertation will take place in 2 march, 2019 y. at 14:00 o'clock at meeting of scientific council DSc.28.02.2018.T.03.04 at Tashkent State Technical University and Uzbek National University to the address: 100095, city Tashkent, str. University - 2, tel. (+99871) 227-10-32, e-mail: [tadqiqotchi@tdtu.uz](mailto:tadqiqotchi@tdtu.uz).

Doctoral dissertation could be reviewed at the Information-resource center of Tashkent State Technical University (registration number 115). Address 100095, city Tashkent, str. University - 2, tel. (+99871) 246-46-00.

Abstract of dissertation sent out on 16 february 2019 year.  
(mailing report № 67 on 16 february 2019 year).

**K.A.Karimov**  
Chairman of the scientific council awarding scientific degrees,  
doctor of technical sciences, professor

**H.D.Turaxodjaev**  
Scientific secretary of scientific council,  
doctor of technical sciences, professor

**R.I. Karimov**  
Chairman of scientific seminar under Scientific concil,  
doctor of technical sciences, professor



## INTRODUCTION (abstract of DSc thesis)

**The aim of the research** is the development of design schemes and methods for calculating the lever mechanisms with elastic elements and flexible links.

**The object of the research** is the rocker mechanisms with flexible links, crank-slider, crank-beam, gear mechanisms and a closed chain transmission with composite sprockets with elastic elements in the drives of technological machines.

**The scientific novelty of the research** is as follows:

a method has been developed for determining redundant bonds in kinematic pairs of flat lever, cam and gear mechanisms with elastic elements;

developed a method of structural analysis and synthesis of FLM on the basis of graph theory;

developed a method of kinematic analysis of FLM, including rocker mechanisms with variable parameters, compiled a generalized kinematic model of FLM with symmetric flexible closed loops;

the laws of motion of the slave link are substantiated depending on the nature of the link between the link rod and the driving link;

formulas have been developed for calculating the kinematic parameters of links of four-link mechanisms with composite kinematic pairs taking into account the maximum deformations of elastic sleeves;

was developed and graphical dependences of the change in the deformation of the angular displacements of the gear and wheel hubs on the torque changes on the shafts and the shear modulus when studying the deformation of the shock absorber of the hub of composite gears were constructed;

the dependences of the change in the friction moment on the change in the width of the grooves and the length of the kinematic pair are developed.

**Implement of the research results.** On the basis of scientific results on the creation and development of the design of lever mechanisms:

a modernized section for cleaning and scratching wool in a canning machine including in the drive of working bodies the recommended effective design of a closed chain drive with compound sprockets with an elastic element was introduced into production at the enterprises of the association «Uzcharmsanoat» of «O'KTAM-KO» LLC (reference of the «Uzcharmsanoat» Association M3-3/2490 of November 29, 2018). As a result, on the basis of the production tests of the canning machine, which included in the drive of the working bodies, the recommended effective design of a closed chain transmission with compound sprockets with an elastic element decreased the wicking coefficient by 0,93%, the wool fibers in the selected impurity decreased by 2,5-3,5% and the working resource of the working bodies increased by 15-20%.

a modernized sewing machine with a developed mechanism for moving materials has been introduced into the production at the enterprises of the association «Uztekstilprom» of «Maishiytexsoz» LLC (reference of the «Uztekstilprom» Association BM-06-6305 of December 04, 2018). As a result, the introduction created the opportunity to increase the productivity of the sewing machine to 15-20%.

the improved sewing machine with the developed needle mechanism was introduced into the production of the enterprises of «Maishiytexsoz» LLC (reference of the «Uztekstilprom» association БМ-06-6305 of December 04, 2018). As a result of the introduction, the possibility of increasing the service life of a sewing machine needle by 2,1-2,4 times has been created.

a sewing machine with a newly developed crank-slider mechanism with composite kinematic pairs was introduced into the production at the enterprises of the association «Uztekstilprom» of «KhUZhAOBOD» LLC enterprises (reference of the «Uztekstilprom» association БМ-06-6305 of December 04, 2018). As a result of the introduction, it was possible to increase the productivity of a modernized sewing machine by 1,1-1,2 times as compared with the existing sewing machine.

a sewing machine with a developed new crank-beam mechanism with composite kinematic pairs was introduced into the production at the enterprises of the association «Uztekstilprom» of «KhUZhAOBOD» LLC enterprises (reference of the «Uztekstilprom» association БМ-06-6305 of December 04, 2018) As a result of the introduction, the possibility of increasing the service life of the upgraded sewing machine 2,2-2,7 times compared with the existing sewing machine has been created.

**Structure and volume of the thesis.** The dissertation consists of an introduction, six chapters, a conclusion, a list of references and an appendix. The volume of the dissertation is 200 pages.

**ЭЪЛОН ҚИЛИНГАН ИЛМИЙ ИШЛАР РЎЙХАТИ**  
**СПИСОК ОПУБЛИКОВАННЫХ РАБОТ**  
**LIST OF PUBLISHED WORKS**

**I бўлим (I часть; I part)**

1. Джураев А., Кенжабоев Ш. Структурный анализ и синтез кулисных механизмов с гибким звеном // Монография. Изд. «Фан», Ташкент, 2004 г. -120 с.
2. Джураев А., Кенжабоев Ш., Ганиев А. Кинематика и динамика кулисных механизмов с гибким звеном // Монография. Изд. «Фан», Ташкент, 2004 г. -140 с.
3. Djuraev A., Kenjaboev Sh. Kinematic analysis of the crank-beam mechanism with compound hinges with fixed changes in the length of the links // European Sciences review. -Austria. -2017 y. (September-Oktober) № 9-10. -P. 96-101.(05.00.00; №3).
4. Кенжабоев Ш., Джураев А. Кинематические характеристики кривошипно-коромыслового механизма с составными кинематическими парами // Научно-технический журнал ФерПИ. -Фергана. -2018 г. №1. -С. 36-41. (05.00.00; №20).
5. Djuraev A., Kenjaboev Sh. Kinematic analysis of the four-link lever mechanism in accordance with the limits of elastic elements in sharnir // European Sciences review. -Austria. -2018 y. (May-June) № 5-6. -P. 295-297.(05.00.00; №3).
6. Kenjaboev Sh., Djuraev A. The study of the effect of the parameters of elastic coupling on the hacker of motion of the rocker arm of the crank and beam mechanism // International Journal of Advanced Research in Science, Engineering and Technology. -India. -2018. №7. -P. 6309-6312. (05.00.00; №8).
7. Djuraev A., Kenjaboev Sh., Akbarov A. Development of design and calculation of frictional force in rotational kinematic pair of the fifth class with longitudinal grooves // International Journal of Advanced Research in Science, Engineering and Technology. -India. -2018 y. №9. -P. 6759-6763. (05.00.00; №8).
8. Кенжабоев Ш. Изучение влияния параметров упругой связи на характер движения коромысла кривошипно-коромыслового механизма // Проблемы текстиля. - Ташкент. -2018 г. -№2. -С.102-107. (05.00.00; №17).
9. Джураев А., Кенжабоев Ш. Метрический анализ пространственного рычажного механизма с составными шарнирами и упругими элементами // Научно-технический журнал ФерПИ. -Фергана. -2018 г. Спец. вып. -С. 32-36. (05.00.00; №20).
10. Кенжабоев Ш., Турдалиев В. Разработка конструкции и методика расчета трения в кинематической паре пятого класса с продольными пазами // Проблемы механики. - Ташкент. -2018 г. -№4. -С. 53-55. (05.00.00; №6).

## II бўлим (II часть; II part)

11. Джураев А., Бобоматов А., Кенжабоев Ш., Исломов Э. Очиститель волокнистых материалов // Патент Рес.Узб., 30.06.2005, Бюл. №6, IAP 02871, Ташкент, 2005 г.

12. Джураев А., Мухамедов Ж., Кенжабоев Ш. Кинематика кривошипного механизма с гибкими звеньями воспроизводящих различных фасонные кривые // Материалы международной конференции «Теория машин и инженерные проблемы», Тошкент, 1998 г. -С. 21-23.

13. Джураев А., Кенжабоев Ш., Ганиев А., Олимов О. Анализ замкнутых кулисных механизмов с гибкими звеньями // Республика ИАК “Машиналар, механизмлар назарияси ва машинасозликнинг хозирги замон муаммолари”, марузалар тўплами, Тошкент, 1999 й, -Б. 26-30.

14. Джураев А., Кенжабоев Ш., Олимов О. Разработка и исследование кулисных механизмов с гибкими звеньями // Республика ИАК «Механиканинг хозирги замон муаммолар», маърузалар, Тошкент, 2001 й. -Б. 35-36.

15. Джураев А., Ганиев А., Кенжабоев Ш. Ўлчамлари ўзгарувчан механизмларни ҳаракатига доир таҳлил // Материалы МНПК «Текстиль-2002, инновация-эффективность наукоемких технологий», Ташкент, 2002 г. -С. 14.

16. Джураев А., Кенжабоев Ш., Олимов О. Структурный анализ кулисных механизмов с гибкими звеньями // Журнал «Известия Вузов» серия технических наук, № 2-3, Ташкент, 2002 г. -С. 100-101.

17. Джураев А. Олимов О., Маматова Д., Кенжабоев Ш., Мақсудов Р. Новый кулисный механизм с гибким звеном // “Қишлоқ хўжалигининг муаммолари» РИАК маърузалар тўплами, 1-қисм, Тошкент, 2003 й., -Б. 205.

18. Кенжабоев Ш., Джураев А., Бобомуродова Л., Мансурова М.А., Мансурова Д.С. Метод определения деформации сдвига амортизатора-втулки составных зубчатых колес передачи // Сборник материалов МНТК «Значение интеграции науки и решение актуальных проблем при организации производства в предприятиях текстильной промышленности», Маргилан, 2017 г. -С. 117-119.

19. Мадрахимов Ш., Кенжабоев Ш., Джураев А. Определение избыточных связей в кинематических парах кулачковых механизмов // Сборник материалов МНТК «Значение интеграции науки и решение актуальных проблем при организации производства в предприятиях текстильной промышленности», Маргилан, 2017 г. -С. 133-136.

20. Мамаханов А., Джураев А., Кенжабоев Ш., Юлдашев К. Изучение влияния шага цепной передачи на жесткость упругой втулки составного ролика // Сборник материалов МНТК «Значение интеграции науки и решение актуальных проблем при организации производства в предприятиях текстильной промышленности», Маргилан, 2017 г. -С. 137-140.

21. Мадрахимов Ш., Кенжабоев Ш., Джураев А. Избыточных связи в кинематических парах кулачковых механизмов // Илмий-услубий мақолалар тўплами “Таълим технологияси”, 4-қисм, Тошкент, 2018 й. -Б. 63-65.

22. Джураев А., Кенжабоев Ш., Бекназаров Ж. Исследование деформации сдвига амортизатора-втулки составных зубчатых колес передачи // Республика ИАК «Фан, таълим ва ишлаб чиқариш интеграциялашуви шароитида пахта тозалаш, тўқимачилик, енгил саноат, матбаа ишлаб чиқариш инновацион технологияларнинг долзарб муаммолари ва уларнинг ечимлари», мақолалар тўплами, 2-қисм, 16-17 май, Тошкент, 2018 й. -Б. 220-222.

23. Кенжабоев Ш., Джураев А., Турдалиев В., Абдуллажонов А. Технологик машиналар юритмалари учун тасмали узатманинг инновацион конструкцияси // “Инновацион ривожланиш даврида интенсив ёндашув истиқболлари” Халқаро анжумани, 10-11 июл, Наманган, 2018 й. -Б. 351-352.

24. Джураев А., Кенжабоев Ш., Акбаров А. Методика расчета момента силы трения во вращательной пятого класса с продольными канавками // Сборник материалов МНПК “Проблемы повышения эффективности работы современного производства и энерго-ресурсосбережения”, 3-4 октября, Андижан, 2018 г. -С. 19-21.

25. Джураев А., Кенжабоев Ш., Бекназаров Ж. Анализ деформации амортизатора-втулки составных зубчатых колес передачи // Сборник тезисов МНПК “Актуальные проблемы информатики, механики и робототехники. Цифровые технологии в машиностроении”, 4-5 октября, Алмата, 2018 г. -С. 62-63.

26. Джураев А., Кенжабоев Ш., Мансурова М.А. Кинематика четырехзвенного механизма с учетом предельных деформаций упругого элемента в шарнире // Сборник тезисов МНПК “Актуальные проблемы информатики, механики и робототехники. Цифровые технологии в машиностроении”, 4-5 октября, Алмата, 2018 г. -С. 64-65.

27. Кенжабоев Ш., Джураев А., Мансурова М.А., Мансурова Д.С. Кинематический расчет кривошипно-коромыслового механизма с составными шарнирами // “Фарғона водийси худудларидаги маҳаллий хом-ашёлардан фойдаланиш асосида импорт ўрнини босувчи маҳсулотлар ишлаб чиқаришнинг долзарб масалалари” Халқаро конференцияси, 27-28 октябрь, Наманган, 2018 й. -Б. 7-10.

28. Джураев А., Бекназаров Ж. Изучение сдвига амортизатора-втулки составных зубчатых колес передачи // Фарғона водийси худудларидаги маҳаллий хом-ашёлардан фойдаланиш асосида импорт ўрнини босувчи маҳсулотлар ишлаб чиқаришнинг долзарб масалалари” Халқаро конференцияси, 27-28 октябрь, Наманган, 2018 й. -Б. 18-21.

Автореферат «ТЎҚИМАЧИЛИК МУАММОЛАРИ» илмий журнали  
тахририяда тахрирдан ўтказилди ва ўзбек, рус инглиз (тезис) тилларидаги  
матнларини мослиги текширилди (12.02.2019 й.)

Босишга рухсат этилди: 16.02.2019 йил  
Бичими 60x84 <sup>1</sup>/<sub>16</sub>, «Times New Roman»  
гарнитурда рақамли босма усулида босилди.  
Шартли босма табағи 4. Адади: 100. Буюртма: №23  
Тошкент тўқимачилик ва енгил саноат институти  
босмахонасида чоп этилди.  
Тошкент шаҳри, Шохжаҳон кўч., 5-уй.



