

**НАМАНГАН МУҲАНДИСЛИК-ҚУРИЛИШ ИНСТИТУТИ  
ҲУЗУРИДАГИ ИЛМИЙ ДАРАЖАЛАР БЕРУВЧИ  
PhD. 03/30.12.2019.Т.30.01 РАҚАМЛИ ИЛМИЙ КЕНГАШ**

---

**НАМАНГАН МУҲАНДИСЛИК-ҚУРИЛИШ ИНСТИТУТИ**

**ҚОСИМОВ АЪЗАМЖОН АДИХАМЖОНОВИЧ**

**ТИШЛИ ТАСМАЛИ УЗАТМА КОНСТРУКЦИЯСИ ВА ҲИСОБЛАШ  
УСУЛЛАРИНИ ТАКОМИЛЛАШТИРИШ**

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

**ТЕХНИКА ФАНЛАРИ БЎЙИЧА ФАЛСАФА ДОКТОРИ (PhD)  
ДИССЕРТАЦИЯСИ АВТОРЕФЕРАТИ**

**Техника фанлари бўйича фалсафа доктори (PhD) диссертацияси  
автореферати мундарижаси**

**Оглавление автореферата диссертации доктора философии (PhD) по  
техническим наукам**

**Contents of dissertation abstract of doctor of philosophy (PhD) on technical  
sciences**

**Қосимов Аъзамжон Адихамжонович**

Тишли тасмали узатма конструкцияси ва ҳисоблаш  
усулларини такомиллаштириш.....,..... 3

**Қосимов Аъзамжон Адихамжонович**

Совершенствование конструкций и методов расчета  
зубчато-ременной передачи..... 21

**Kosimov Azamjon Adihamjonovich**

Improvement of designs and methods of calculation  
of gear-belt transmission..... 39

Эълон қилинган ишлар рўйхати

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

**НАМАНГАН МУҲАНДИСЛИК-ҚУРИЛИШ ИНСТИТУТИ  
ҲУЗУРИДАГИ ИЛМИЙ ДАРАЖАЛАР БЕРУВЧИ  
PhD. 03/30.12.2019.Т.30.01 РАҚАМЛИ ИЛМИЙ КЕНГАШ**

---

**НАМАНГАН МУҲАНДИСЛИК-ҚУРИЛИШ ИНСТИТУТИ**

**ҚОСИМОВ АЪЗАМЖОН АДИХАМЖОНОВИЧ**

**ТИШЛИ ТАСМАЛИ УЗАТМА КОНСТРУКЦИЯСИ ВА ҲИСОБЛАШ  
УСУЛЛАРИНИ ТАКОМИЛЛАШТИРИШ**

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

**ТЕХНИКА ФАНЛАРИ БЎЙИЧА ФАЛСАФА ДОКТОРИ (PhD)  
ДИССЕРТАЦИЯСИ АВТОРЕФЕРАТИ**

**Техника фанлари бўйича фалсафа доктори (PhD) диссертацияси мавзуси Ўзбекистон Республикаси Вазирлар Маҳкамаси ҳузуридаги Олий аттестация комиссиясида В2019.1.PhD/Т1004 рақам билан рўйхатга олинган.**

Докторлик диссертацияси Наманган муҳандислик-қурилиш институтида бажарилган.

Диссертация автореферати уч тилда (ўзбек, рус, инглиз (резюме)) Илмий кенгашнинг веб-саҳифаси ([www.nmpi\\_info@edu.uz](http://www.nmpi_info@edu.uz)) ва «Ziyonet» Ахборот таълим порталида ([www.ziyonet.uz](http://www.ziyonet.uz)) жойлаштирилган.

Илмий раҳбар:

**Мухамедов Жобирхон Мирзаевич,**  
техника фанлари номзоди, доцент

Расмий оппонентлар:

**Каримов Камолхон Аббасович**  
техника фанлари доктори, профессор

**Собиров Холхужа Аббозович**  
техника фанлари номзоди, доцент

Етакчи ташкилот:

**Фарғона политехника институти**

Диссертация ҳимояси Наманган муҳандислик-қурилиш институти ҳузуридаги PhD.03/30.12.2019.Т.90.01 рақамли илмий кенгашнинг 2020 йил «\_\_\_» \_\_\_\_\_ соат \_\_\_ даги мажлисида бўлиб ўтади (Манзил: 160103 Наманган, Ислон Каримов кўчаси, 12-уй. Тел.: (+99869) 234-15-23, факс: (+99869) 234-15-23, e-mail: [nmpi\\_info@edu.uz](mailto:nmpi_info@edu.uz).)

Диссертация билан Наманган муҳандислик-қурилиш институти Ахборот-ресурс марказида танишиш мумкин (\_\_\_ рақами билан рўйхатга олинган). (Манзил: 160103 Наманган, Ислон Каримов кўчаси, 12-уй. Тел.: (+99869) 234-15-23)

Диссертация автореферати 2020 йил «\_\_\_» \_\_\_\_\_ куни тарқатилди.  
(2020 йил «\_\_\_» \_\_\_\_\_ даги № \_\_\_ рақамли реестр баённомаси).

**Н.Ғ.Байбобоев**

Илмий даража берувчи илмий кенгаш  
раиси в.в.б., т.ф.д., доцент

**В.М.Турдалиев**

Илмий даража берувчи илмий кенгаш  
илмий котиби, т.ф.д., доцент

**А.Х.Умурзақов**

Илмий даража берувчи илмий кенгаш  
кошидаги Илмий семинар раиси, т.ф.д., доцент

## КИРИШ (фалсафа доктори (PhD) диссертацияси аннотацияси)

**Диссертация мавзусининг долзарблиги ва зарурати.** Жаҳонда технологик машиналарни такомиллаштириш, хусусан энергия ва ресурстежамкор, юқори тезликда ишлайдиган техника ва технологияларни ишлаб чиқаришга қўллаш, маҳсулотлар сифатини ва рақобатбардошлигини ошириш муҳим аҳамият касб этмоқда. Шу билан бирга, машинашуносликнинг асосий масалаларидан бири бўлган ротацион турдаги узатиш механизмлардаги юритмаларни кинематик ва динамик моделлаштириш муҳим вазифалардан саналади. 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 тишли ва эгилувчан бўғинли механизмларнинг янги конструкцияларини яратиш, синтез қилиш, параметрларини асослаш учун структуравий, кинематик ва динамик анализ усулларини ишлаб чиқишга алоҳида эътибор қаратилмоқда. Машинасозлик ишлаб чиқариш жараёнларининг сифатли бажарилишини таъминлайдиган техника ва технологияларни яратиш, ротацион қишлоқ хўжалиги машиналарининг узатиш механизмларини такомиллаштириш орқали, уларнинг иш сифати ва унумдорлигини ошириш бўйича кенг қўламли илмий-тадқиқот ишлари олиб борилмоқда. Ушбу йўналишда, жумладан қишлоқ хўжалиги соҳасида сабзавот экинларини экиш олдидан тупроққа ишлов берадиган фаол ишчи органлар билан жиҳозланган машиналарни ишлаб чиқиш ва улардаги узатиш механизмларининг самарали конструкцияларини яратиш муҳим ҳисобланади.

Республикамызда машинасозликни ривожлантириш, машина ва механизмларнинг янги авлодларини яратиш бўйича чуқур назарий ва тажрибавий тадқиқотлар олиб боришга, хусусан, қишлоқ хўжалиги машинасозлиги учун юқори самарали ва ресурстежамкор механизмларнинг янги авлодларини ишлаб чиқиш бўйича қатор чора-тадбирлар амалга оширилмоқда. 2017-2021 йилларда Ўзбекистон Республикасини янада ривожлантириш 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 бажаришда, жумладан тупроққа экиш олдидан ишлов берадиган ротацион ишчи органлар узатиш механизмларининг янги истиқболли конструкцияларини яратиш, энергия ва ресурстежамкорликка муҳим масалалардан ҳисобланади.

---

<sup>1</sup> Ўзбекистон Республикаси Президентининг 2017 йил 07 февралдаги ПФ-4947-сон “Ўзбекистон Республикасини янада ривожлантириш бўйича Ҳаракатлар стратегияси тўғрисида”ги Фармони

Ўзбекистон Республикаси Президентининг 2017 йил 7 февралдаги ПФ-4947-сон “Ўзбекистон Республикасини янада ривожлантириш бўйича Ҳаракатлар стратегияси тўғрисида”ги Фармони, Ўзбекистон Республикаси Президентининг 2016 йил 23 декабрдаги ПҚ-2694-сонли «2016-2020 йиллар даврида қишлоқ хўжалигини янада ислоҳ қилиш ва ривожлантириш чоратadbирлари тўғрисида»ги, 2017 йил 7 июлдаги ПҚ-3117 -сонли «Қишлоқ хўжалигида машинасозлик соҳаси илмий-техникавий базасини янада ривожлантириш чора тadbирлари тўғрисида»ги Қарорлари ҳамда мазкур фаолиятларга тегишли меъёрий-ҳуқуқий ҳужжатларда белгиланган вазифаларни амалга оширишга ушбу диссертация тadbикоти муайян даражада хизмат қилади.

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

**Муаммонинг ўрганилганлик даражаси.** Дунё олимлари томонидан механизмларнинг тузилиши, кинематик ва динамик анализи ҳамда синтези бўйича қатор изланишлар олиб борилган. Машиналарнинг узатиш механизмлари ҳақидаги фундаментал тadbикотларни ривожлантириш бўйича дунёнинг етакчи олимлари иш олиб бормоқдалар. Жумладан, инглиз олими David Irwin ўзининг тadbикотларини ротацион механизмларнинг динамик ва математик моделларини ишлаб чиқиш ва шу механизмларнинг валларидаги юкланишларни камайтиришга йўналтирган. АҚШ олимлари John Craig Warner, Mark William Gravel ва Giorgio Tangorra Monza эгилувчан бўғинли механизмларнинг янги самарали конструкцияларини яратиш, мустаҳкамлигини ошириш бўйича қатор тadbикотлар олиб борганлар. Хитой ва Япония олимлари Zhang Na, Jiang Qimi, Wang Wei ва Chang You Li эгилувчан бўғинли механизмларни моделлаштириш ва ҳисоблаш усулларини тadbик этиб, моделлаштириш программалари ёрдамида ҳаракат қонунларини аниқлаш усулларини ишлаб чиқишган. Польша олимлари Grzegorz Domek, Marian Dudziak, Andrzej Kolodziejлар тишли тасмали узатмаларнинг конструкцияларини лойиҳалаш, янги турларини яратиш, параметларини асослаш ва ҳисоблаш усулларини ишлаб чиқиш бўйича тadbикотлар олиб борганлар. Натижада, қатор динамик ва математик моделлар ёрдамида мураккаб масалаларни ечишган.

Россия олимлари Л.В.Ассур, П.Л.Чебишев, П.О.Сомов, А.А.Мальшев, И.И.Артоболовский ва бошқалар янги машина ва механизмларни яратиш, структуравий анализ қилиш асосларини яратишган. А.Г.Баханович ва Б.В.Шогеновлар тишли тасмали узатмалар бўйича изланишлар олиб бориб, ўз тadbикотларини титраш жараёнларини ҳисоблаш ва ўрганишнинг комплекс усулини яратишга қаратганлар. Тadbикотлар натижасида тишли тасмали узатмаларнинг иш жараёнида ҳосил бўладиган хусусий ва мажбурий тебранишларни аниқлаш учун динамик моделни ишлаб чиқишга эришганлар. Х.Х.Сабанчиев ўзининг илмий ишларида асосан тишли тасмали узатма валларининг тебранишларини тadbик этган. Назарий ва тажрибавий

тадқиқотлар натижасида тишли тасмали узатманинг демпферлаш коэффиценти ва кўшимча динамик юкланишлар аниқланган. Шу билан бир қаторда зарба кучининг тебранишга таъсири тадқиқ этилган ва зарба кучини ҳамда тезлигини аниқлаш учун тенгламалар таклиф этилган.

Республикмизда машиналар узатиш механизмларининг янги турларини яратиш, такомиллаштириш ва ҳисоблаш усулларини ишлаб чиқиш бўйича муҳим тадқиқотлар олиб борилмоқда. Бу йўналишда Ҳ.Ҳ.Усмонхўжаев, А.Д.Джураев, К.А.Каримов, Р.И.Каримов, Ш.П.Алимухамедов, Ғ.Ш.Зокиров, Ш.Ш.Кенжабоев, А.Х.Умурзақов, Х.А.Собиров, В.М.Турдалиев ва бошқалар ўз ҳиссаларини қўшишган.

Ҳозирги кунда дунё тажрибасида механизмларнинг структуравий, кинематик ва динамик схемаларини тузиш, уларнинг анализи ва синтези бўйича тадқиқотлар етарли даражада олиб борилган. Аммо етакланувчи шкиви таркибли бўлган тишли тасмали узатманинг барқарор тартибда ҳаракатланишини белгилайдиган нотекислик коэффиценти етарлича тадқиқ этилмаган. Тишли тасмали узатмалардаги илашманинг узлуксизлиги ҳамда равонлиги, параметрларнинг ўзгариш қонуниятларини аниқлаш усуллари етарлича ёритилмаган. Шу сабабли, тишли тасмали узатмаларнинг янги схемаларини ишлаб чиқиш, уларни ҳисоблаш усулларини такомиллаштириш, технологик машиналар ишчи органларининг керакли қонуниятлар бўйича ҳаракатланишини таъминлаш устида назарий ва амалий тадқиқотлар ўтказиш муҳим ҳисобланади.

**Диссертация тадқиқотининг диссертация бажарилган олий таълим муассасасининг илмий-тадқиқот ишлари режалари билан боғлиқлиги.** Диссертация тадқиқоти Наманган муҳандислик қурилиш институти илмий тадқиқот ишлари режасининг А-9-006 “Тупроққа экиш олдидан ишлов бериш ҳамда майда уруғли экинларни экиш технологиясини ишлаб чиқиш ва комбинациялашган агрегатни яратиш” (2015-2017) ва МВ-Итех-2018-30 “Тупроққа экиш олдидан ишлов берувчи ҳамда майда уруғли экинларни экувчи комбинациялашган агрегатни ишлаб чиқариш ва синовдан ўтказиш” (2018-2019) мавзуларидаги лойиҳалари доирасида бажарилган.

**Тадқиқотнинг мақсади** тишли тасмали узатма конструкцияси ва ҳисоблаш усулларини такомиллаштиришдан иборат.

**Тадқиқотнинг вазифалари:**

технологик машиналар юритмалари учун тишли тасмали узатманинг янги схемаларини ишлаб чиқиш;

кинематик таҳлил асосида қайишқоқ элементнинг деформациясини ҳисобга олган ҳолда ишчи органларнинг кинематик параметрларини аниқлаш учун аналитик боғланишларни ишлаб чиқиш;

кўп массали машина агрегатининг динамик масалаларини ечиш орқали математик моделини тузиш ҳамда параметрларини асослаш;

қия тишли тасмали узатманинг қопланиш коэффицентини аниқловчи аналитик ифодани ишлаб чиқиш;

Ўзгарувчан параметрли таркибли шкивли тишли тасмали узатманинг тажрибавий нухасини тайёрлаш ва унинг тажрибавий тадқиқотларни ўтказиб, назарий олинган ўлчамларини таққослаш ҳамда тавсиялар ишлаб чиқиш;

тажрибавий тадқиқотлар асосида узатиш механизмида таркибли шкивли тишли тасмали узатмаси бўлган фрезали ишчи орган параметрларининг мақбул қийматларини асослаш.

**Тадқиқотнинг объекти** сифатида тупроққа экиш олдидан ишлов берадиган ротацион ишчи орган узатиш механизмидаги етакланувчи шкиви таркибли бўлган тишли тасмали узатма олинган.

**Тадқиқотнинг предмети** тишли тасмали узатмаси шкиви таркибли бўлган машина агрегатининг ҳисоб схемаси ва математик модели ҳамда ҳаракат қонунлари ва параметрларининг тавсия этилган қийматларини ташкил этади.

**Тадқиқотнинг усуллари.** Тадқиқот жараёнида олий математика, машина ва механизмлар назарияси, тебранишлар назарияси, машиналар динамикаси ва қишлоқ хўжалик техникаларининг синаш усулларида фойдаланилган.

**Тадқиқотнинг илмий янгилиги** қуйидагилардан иборат:

тишли тасмали узатма етакланувчи шкивининг қўшимча буралиш бурчагини аниқлаш имконини берадиган аналитик ифода шкив таркибидаги қайишқоқ элементнинг деформацияланишини ҳисобга олган ҳолда ишлаб чиқилган;

етақланувчи шкиви таркибли бўлган тасмали узатмаларнинг ҳаракат барқарорлигини белгилайдиган нотекистик коэффицентини аниқлайдиган аналитик ифода такомиллаштирилган;

узатиш механизмида етакланувчи шкиви таркибли бўлган тишли тасмали узатма билан жиҳозланган тўрт массали машина агрегатининг ҳисоб схемаси ва математик модели ишлаб чиқилган;

қия тишли тасмали узатма тасмасининг қайишқоқлигини инобатга олган ҳолда илашиш барқарорлигини таъминлайдиган қопланиш коэффицентини ҳисоблаш имконини берадиган аналитик ифода ишлаб чиқилган.

**Тадқиқотнинг амалий натижалари** қуйидагилардан иборат: технологик машиналарнинг узатиш механизмлари учун тишли тасмали узатманинг самарали конструкцияси ишлаб чиқилган ва параметрларини ҳисоблашнинг илмий асослари такомиллаштирилган;

узатиш механизмида тишли тасмали узатмаси бўлган тупроққа экиш олдидан ишлов берадиган ва сабзавот экинларини экадиган комбинациялашган агрегат ишлаб чиқилган, натижада меҳнат сарфининг камайшига ҳамда иш унумининг ортишига эришилган.

**Тадқиқот натижаларининг ишончлилиги.** Тадқиқот натижаларининг ишончлилиги изланишларнинг замонавий услуб ва воситалардан фойдаланган ҳолда ўтказилганлиги, тишли тасмали узатманинг параметрларини назарий жиҳатдан асослашда назарий механика ва олий математика қоидалари асосида амалга оширилганлиги, тажрибалар натижаларига математик статистика услублари билан ишлов берилганлиги, назарий ва амалий тадқиқотлар натижаларининг ўзаро адекватлиги, бажарилган тадқиқотлар асосида ишлаб чиқилган комбинациялашган машина синовларининг ижобий натижалари ва



амалиётда жорий этилганлиги билан изоҳланади.

**Тадқиқот натижаларининг илмий ва амалий аҳамияти.** Тадқиқот натижаларининг илмий аҳамияти тупроққа экиш олдидан ишлов берадиган ротацион ишчи орган узатиш механизми учун таркибли етакланувчи шкивли тишли тасмали узатмаси ишлаб чиқилганлиги ҳамда назарий ва тажрибавий изланишлар асосида унинг параметрлари асосланганлиги билан изоҳланади.

Олинган натижаларнинг амалий аҳамияти ишлаб чиқилган таркибли етакланувчи шкивли тишли тасмали узатма тупроққа экиш олдидан ишлов берадиган комбинациялашган агрегатга қўлланилганда иш унумининг ортиши, сарф харажатлар камайиши ва самарадорликни юқори бўлиши таъминланганлиги билан изоҳланади.

**Тадқиқот натижаларининг жорий қилиниши.** Тишли тасмали узатма конструкцияси ва ҳисоблаш усулларини такомиллаштириш бўйича олинган илмий натижалар асосида:

юритмасида тишли тасмали узатмаси бўлган комбинациялашган агрегатнинг конструкцияси “ВМКВ-Agromash” АЖда жорий этилган (Қишлоқ хўжалиги вазирлигининг 2019 йил 4 ноябрдаги 02/020-3462-сон маълумотномаси). Натижада комбинациялашган агрегатнинг саноат нусхасини ишлаб чиқиш имконини берган;

тупроққа экиш олдидан ишлов берадиган ва майда уруғли сабзавот экинларини экадиган комбинациялашган агрегат узатиш механизмидаги тишли тасмали узатманинг етакланувчи шкиви таркибига резина материални қўллаган ҳолда “Қишлоқ хўжалигини механизациялаш ва электрлаштириш” илмий-тадқиқот институти синов далаларида жорий этилган (Қишлоқ хўжалиги вазирлигининг 2019 йил 4 ноябрдаги 02/020-3462-сон маълумотномаси). Натижада тупроқнинг уваланиш сифати (25 мм дан кичик фракциялар миқдори) 85,68% ни, тупроқ зичлиги 0-5 см қатламдаги 1,10 г/см<sup>3</sup> ва 5-10 см қатламдаги 1,14 г/см<sup>3</sup> ни ҳамда ёнилғи сарфи 10 кг/га бўлишини таъминлаш имкони яратилган;

такомиллаштирилган узатиш механизми ва бир ўтишда тупроққа экиш олдидан ишлов берадиган ва майда уруғли сабзавот экинларини экадиган комбинациялашган агрегат Қишлоқ хўжалиги вазирлиги тасарруфидаги Наманган вилояти Наманган, Норин ва Чуст туманларидаги “Кумуштола ёғдуси”, “Қўшчек Оқ олтини” ва “Муроджон Шералиев” фермер хўжаликларида жорий этилган (Қишлоқ хўжалиги вазирлигининг 2019 йил 4 ноябрдаги 02/020-3462-сон маълумотномаси). Натижада комбинациялашган агрегат белгиланган технологик жараёнларни тўлиқ бажарган ҳамда унинг агротехник кўрсаткичлари, яъни тупроқ таркибидаги ўлчами 10 мм дан фракциялар миқдори 77,1-86,7%, уруғларни экиш кенглиги 40 см, ишлов бериш чуқурлиги 6-8 см, бегона ўтларнинг йўқотилиши 90-95% ва уруғларни кўмилиш чуқурлиги 1,2-1,4 см ни бўлишини таъминлаш имкони яратилган.

**Тадқиқот натижаларининг апробацияси.** Диссертациянинг тадқиқот натижалари 9 та, жумладан 7 та халқаро ва 2 та Республика илмий-амалий анжуманларида муҳокамадан ўтказилган.

**Тадқиқот натижаларининг эълон қилинганлиги.** Диссертация мавзуси бўйича 14 та илмий иш чоп этилган. Ўзбекистон Республикаси Олий аттестация комиссиясининг техника фанлари бўйича фалсафа доктори (PhD) диссертацияларининг асосий илмий натижаларини чоп этиш тавсия этилган илмий нашрларда 5 та мақола, жумладан, 3 таси Республика ва 2 таси хорижий журналларида нашр этилган.

**Диссертациянинг тузилиши ва хажми.** Диссертация таркиби кириш, тўрта боб, хулоса, фойдаланилган адабиётлар рўйхати ва иловалардан иборат. Диссертация хажми 120 бетни ташкил этади.

## 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 «**Тишли тасмали узатмалар ва тупроққа ишлов берадиган фаол ишчи органларнинг узатиш механизмлари бўйича тадқиқотлар таҳлили**» деб номланган биринчи бобида тишли тасмали узатмаларни конструкциялари, лойиҳалаш ва ҳисоблаш усулларига доир адабиётлар шарҳи, тупроққа ишлов берадиган машиналарнинг узатиш механизмлари таҳлиллари келтирилган.

Ўтказилган таҳлиллар асосида, тишли тасмали узатмаларда шовқинни камайтириш ва тасмадаги титрашнинг валларга таъсирини камайтириш йўллари аниқлаш, илашиш жараёнини раван ва шовқинсиз бўлишини таъминлаш усуллари кўриб чиқилган. Тупроққа экиш олдидан ишлов берадиган машиналарнинг фаол ишчи органлари узатиш механизмлари таҳлили асосида тишли тасмали узатмаларнинг такомиллашган конструкцияларини яратиш белгиланган.

Диссертациянинг «**Тишли тасмали узатма конструкцияларини ишлаб чиқиш ҳамда уларнинг кинематик ва динамик тадқиқи**» деб номланган иккинчи бобида етакланувчи тишли шкиви бўлган тишли тасмали узатманинг кинематик ва динамик таҳлили натижалари келтирилган.

Ўтказилган тадқиқотлар натижасида тишли тасмали узатмаларнинг янги конструкциялари ишлаб чиқилди. 1-расмда таркибли етакланувчи шкивли тишли тасмали узатманинг конструкцияси келтирилган.

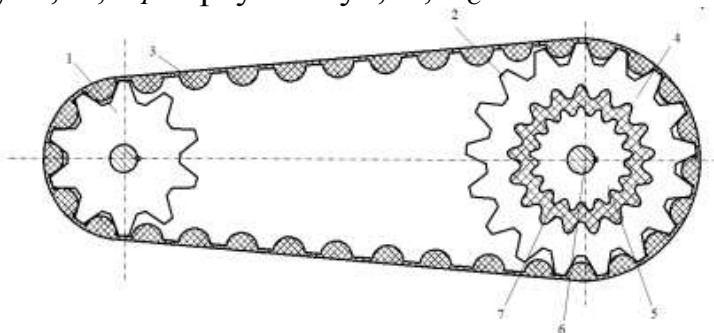
Конструкция қуйидаги тартибда ишлайди. Айланма ҳаракат етакловчи тишли шкив 1 дан етакланувчи таркибли тишли шкив 2 га тишли тасма 3 орқали узатилади. Сўнгра ҳаракат етакланувчи тишли шкив 2 нинг ташқи тишли гардиши 4 орқали резинали втулка 7 ва металл втулка 5 орқали вал 6 га

узатилади. Вал 6 технологик машина ишчи органига айланма ҳаракатни узатади. Бунда ишчи органдаги қаршилик моментининг мураккаб тебранишлари вал 6 ва втулка 5 орқали резинали втулка 7 га таъсир қилади. Резина втулка 7 нинг қайишқоқлик-диссипатив хусусиятларига қараб, қаршилик моментининг мураккаб тебранишлари етарлича сўнади, яъни шкив 2 нинг ташқи тишли гардиши 4 ва тишли тасма 3 орқали тишли шкив 1га таъсири етарли даражада камаяди. Бунда ташқи тишли гардиш 4 ҳар бир тишига мос равишда резинали втулка 7 ва втулка 5 ларнинг синусодал тўлқинсимон сиртлар қабариклари (тишлари) тўғри келиши ҳисобига тасма 3 ва етакланувчи шкив 2 нинг тишлари доимий илашишда бўлади. Тасма 3 ва резинали втулка 7 ларнинг деформацияланишлари бунга таъсир кўрсатмайди.

2-расмда эса қия тишли тасмали узатманинг конструкцияси келтирилган. Конструкция қуйидаги тартибда ишлайди. Айланма ҳаракат етакловчи қия тишли шкив 1 дан етакланувчи қия тишли шкив 2 га тишли тасма 3 нинг қия тишлари 4 орқали узатилади. Шкивлар 1 ва 2 нинг ўқлари тик ( $OZ$ ) ёки  $\beta$  бурчакда оғма ( $\angle ZOZ'$ ) бўлганда қия тишлар ўзаро илашганда қуйидаги ифода ўринли бўлади (3 ва 4-расмлар).

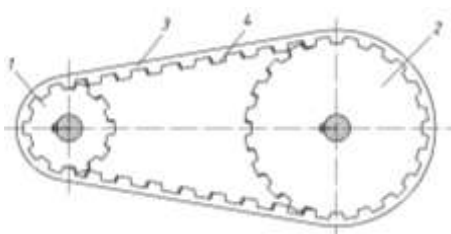
$$P_u = P_T + P_C$$

бунда  $P_u$ -илашиш кучи, Н;  $P_T$ -тортувчи куч, Н;  $P_C$ -тасмани силжитувчи куч, Н.

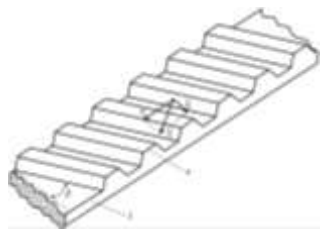


1-етакловчи шкив, 2-тишли тасма, 3-етакланувчи шкив, 4-тишли гардиш, 5-втулка, 6-вал, 7-резинкали втулка

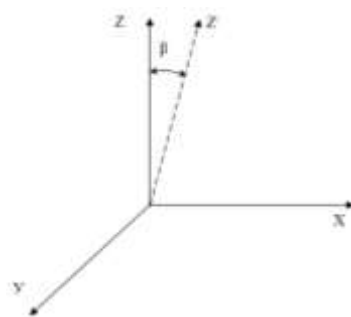
**1-расм. Тишли тасмали узатма**



**2-расм. Қия тишли тасмали узатма**



**3-расм. Қия тишли тасма**



**4-расм. Тишларни координата системасидаги жойлашиш схемаси**

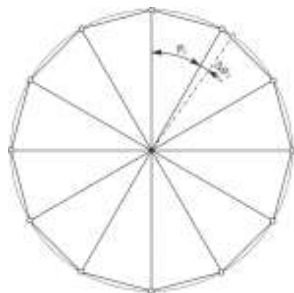
Демак, илашиш кучи  $P_u$  ни ташкил этувчи кучи, қўшимча тасма 3 ни силжитувчи куч  $P_C$  ҳисобига тасма 3 шкивлар 1 ва 2 лардан чиқиб кетмайди, тасма 3 нинг оғирлик кучини мувозанатлайди. Бунда тасма 3 тишлари 4 қия бўлганлиги сабабли ўзгарувчан юкланишларда ҳам равон ишлай олади. Мазкур тишли тасмали узатмани катта ораликдаги тезликлар ва юкланишларда ишлатиш тавсия этилади. Конструкция узатманинг ишлаш муддатини бир мунча узайтиради.

Назарий тадқиқотларда 1-расмда келтирилган тишли тасма узатманинг таркибли етакланувчи тишли шкиви кўп бурчак сифатида қаралиб, унинг бурилиш бурчагини  $\varphi_2$  билан, қайишқоқ элементни деформацияланиши ҳисобиган қўшимча бурилиш бурчагини эса  $\Delta\varphi_2$  билан белгилаб олинди (5-расм).

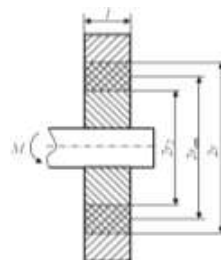
5 ва 6-расмларда келтирилган схемалар асосида етакланувчи тишли шкивнинг қўшимча бурилиш бурчаги ва нотекслик коэффиценти қуйдагича ифодаланади

$$\Delta\varphi_2 = \frac{M}{4\pi Gl} \cdot \frac{r^2 - r_2^2}{r^2 r_2^2} \quad (1)$$

$$\delta_k = 2 \frac{1 - \frac{\cos \varphi_1}{\cos(\varphi_2 - \frac{M}{4\pi Gl} \cdot \frac{r^2 - r_2^2}{r^2 r_2^2})}}{1 + \frac{\cos \varphi_1}{\cos(\varphi_2 - \frac{M}{4\pi Gl} \cdot \frac{r^2 - r_2^2}{r^2 r_2^2})}} \quad (2)$$



5-расм. Таркибли етакланувчи тишли шкивнинг бурилиш бурчаги ҳисоб схемаси

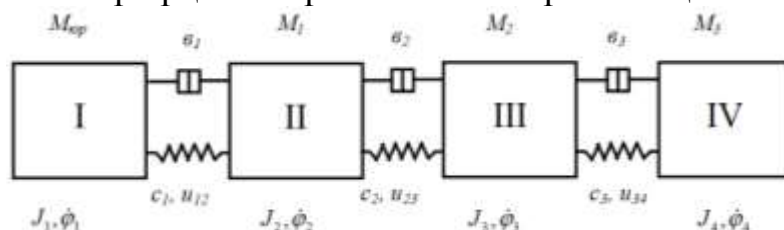


6-расм. Таркибли шкивнинг сими

Керакли ҳаракат қонунларини таъминлайдиган параметрларни танлаш мақсадида (1) ва (2) ифодаларнинг сонли ечимлари амалга оширилди. (1) ва (2) ифодаларнинг сонли ечимлари параметрларнинг қуйдаги қийматларида олиб борилди:  $M=(80-120) \text{ Нм}$ ;  $G=(10-35) \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ ;  $\varphi_1=30^\circ$ ;  $\varphi_2=30^\circ$ ;  $l=3 \cdot 10^{-2} \text{ м}$ ;  $r_{см}=0,05 \text{ м}$ ;  $r_2=0,075 \text{ м}$ .

(1) ва (2) ифодалар устида ўтказилган амаллар натижасига кўра фрезали барабан узатиш механизми учун тавсия этилаётган етакланувчи шкиви таркибли бўлган тишли тасмали узатманинг қуйдаги параметрларини тавсия этиш мумкин, яъни қайишқоқ элементнинг эластик модули  $1500000-3000000 \text{ Н/м}^2$  ва қайишқоқ элементнинг қалинлигини  $0,015-0,025 \text{ м}$ .

Узатиш механизмида етакланувчи шкиви таркибли бўлган тишли тасмали узатмаси бўлган тупрокқа экиш олдидан ишлов берадиган ротацион ишчи органни динамик тадқиқ этишда, тўрт мамассали машина агрегат сифатида қаралди (7-расм). Бу ерда I-қувват олиш валининг редуктор чиқиш валига келтирилган умумий массаси, II-оралиқ валларнинг келтирилган массаси, III-таркибли етакланувчи тишли шкив гардиши массаси; IV-етақланувчи таркибли тишли шкив асоси, фрезали барабан ва вални келтирилган массаси. Бунда машина агрегатида қувват олиш валини ҳаракат манбаи сифатида қараб, уни редукторнинг чиқиш валига келтириб қараймиз. Қолган массалар занжирли ва тишли тасмали узатмалар орқали ажратилган валларга мос қилиб танланди.



7-расм. Тўрт массали машина агрегатининг ҳисоб схемаси

7-расмда келтирилган ҳисоб схемаси бўйича маълумки, тўртта масса айланма ҳаракат қилади, шу сабабли 4 та умумлашган координатани белгилаш мумкин.

Ўтказилган тадқиқотлар натижасида узатиш механизмида етакланувчи шкиви таркибли бўлган тишли тасмали узатмали комбинациялашган агрегатнинг машина агрегатини ифодаловчи дифференциал тенгламалар системасини қуйидагича ҳосил қиламиз:

$$M_{\text{оп}} = M_{\text{об}} - K_{\text{ю}} \frac{d\varphi_1}{dt};$$

$$\left[ \left( J_{\kappa 1} + \frac{J_{\kappa 2}}{u_p^2} \right) + J_{\text{ю}1} \right] \cdot \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} = M_{\text{ю}1} - M_{\text{у}1} - C_1 (\varphi_1 - U_{12} \varphi_2) - e_1 \left( \frac{d\varphi_1}{dt} - U_{12} \frac{d\varphi_2}{dt} \right);$$

$$(J_{\text{о.в}} + J_{\text{ю}2} + J_{\text{у}1}) \cdot \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} = U_{12} C_1 (\varphi_1 - U_{12} \varphi_2) - C_2 (\varphi_2 - U_{23} \varphi_3) +$$

$$+ e_1 U_{12} \left( \frac{d\varphi_1}{dt} - U_{12} \frac{d\varphi_2}{dt} \right) - e_2 \left( \frac{d\varphi_2}{dt} - U_{23} \frac{d\varphi_3}{dt} \right) - M_{\text{у}2};$$

$$\frac{J_{\text{у}2} d^2 \varphi_3}{dt^2} = U_{23} C_2 (\varphi_2 - U_{23} \varphi_3) - C_3 (\varphi_3 - U_{34} \varphi_4) +$$

$$+ U_{23} e_2 \left( \frac{d\varphi_2}{dt} - U_{23} \frac{d\varphi_3}{dt} \right) - e_3 \left( \frac{d\varphi_3}{dt} - U_{34} \frac{d\varphi_4}{dt} \right) - M_{\text{у}3};$$

$$(J_{\text{ф}} + J_{\text{ф.в}} + J_{\text{у}2}) \cdot \frac{d^2 \varphi_4}{dt^2} = U_{34} C_3 (\varphi_3 - U_{34} \varphi_4) +$$

$$+ U_{34} e_3 \left( \frac{d\varphi_3}{dt} - U_{34} \frac{d\varphi_4}{dt} \right) - (M_{\text{у}4} + M_{\text{ф}}) \quad (3)$$

бунда  $M_{юб}$ -бош валдаги буровчи момент, Нм;  $K_{ю}$ -механик характеристикасини инобатга олувчи коэффициенти;  $J_{о.б}$ ,  $J_{ф.б}$ -мос равишда айланувчи валларнинг инерция моментлари, кгм<sup>2</sup>;  $J_{к1}$ ,  $J_{к2}$ -редуктор конуссимон тишли филдиракларининг инерция моментлари, кгм<sup>2</sup>;  $J_{ю1}$ ,  $J_{ю2}$ -занжирли узатма юлдузчаларининг мос равишдаги инерция моментлари, кгм<sup>2</sup>;  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$ ,  $\varphi_3$ ,  $\varphi_4$ -машина агрегатининг айланувчи массаларининг умумлашган координаталари, яъни айланиш бурчаклари;  $J_{ф}$ -фрезали барабаннинг инерция моменти, кгм<sup>2</sup>;  $J_{u1}$ -етаковчи тишли шкивнинг инерция моментлари, кгм<sup>2</sup>;  $J_{u2}$ -етаковувчи тишли шкив гардишининг инерция моментлари, кгм<sup>2</sup>;  $J_{u3}$ -етаковувчи тишли шкив гупчагининг инерция моментлари, кгм<sup>2</sup>;  $u_p$ -конуссимон редукторнинг узатиш сони;  $C_1$ ,  $C_2$ -мос равишда занжир ва тасманинг қайишқоқлик коэффициентлари, Н/м;  $C_3$ -етаковувчи тишли шкив таркибидаги қайишқоқ элементнинг қайишқоқлик коэффициенти, Нм/рад;  $U_{12}$ ,  $U_{23}$ ,  $U_{34}$ -мос равишда айланувчи массалар орасидаги узатиш нисбатлари;  $v_1$ ,  $v_3$ -мос равиш занжир ва тасманинг диссипация коэффициентлари;  $v_3$ -етаковувчи тишли шкиш таркибидаги қайишқоқ элементнинг диссипация коэффициенти;  $M_{u1}$ ,  $M_{u2}$ ,  $M_{u3}$ ,  $M_{u4}$ -мос равишда валлардаги ишқаланиш кучлари моментлари, Нм;  $M_{ф}$ -фрезали барабанлардаги майдаланаётган кесак ва тупроқдан келаётган қаршилик кучларининг моментлари, Нм.

Ўтказилган тадқиқотлар натижасида олинган юқоридаги (3) математик моделнинг сонли ечимини олиш учун MathCAD дастуридан фойдаланилди.

Бунда (3) тенгламага кирувчи параметрларнинг қийматлари комбинациялашган агрегат битта секциясининг ишчи органларига мос равишда хисобланди.

Механик характеристикасидаги ўзгармас параметрлар қуйидагича қабул қилинди:  $M_{юб}=1061,6$  Нм,  $M_{u1}=0,848$  Нм,  $M_{u2}=0,33$  Нм,  $M_{u3}=1,15$  Нм,  $M_{фк}=78,3$  Нм,  $J_{о.б}=0,0016$  кгм<sup>2</sup>,  $J_{ф.б}=0,00056$  кгм<sup>2</sup>,  $J_{к1}=0,0064$  кгм<sup>2</sup>,  $J_{к2}=0,0073$  кгм<sup>2</sup>,  $J_{ф}=0,11088$  кгм<sup>2</sup>,  $U_{12}=1,2$ ,  $U_{23}=1,3$ ,  $U_{34}=1$ .

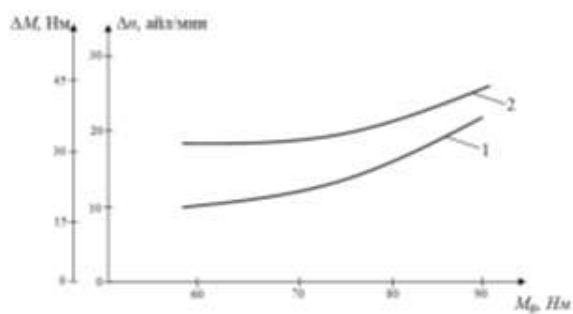
Олинган (3) математик моделнинг сонли ечими асосида фрезали барабаннинг айланишлар сони  $n_{ф}$  ва буровчи момент  $M_{ф}$  нинг ўзгариш қонуниятлари олинди.

Тадқиқотларда фрезали барабаннинг нотекис ҳаракатлари ва юкланишлари таҳлил этилди, мумкин қадар ана шу нотекисликларни камайтириш, тупроққа экиш олдиан ишлов бериш жараёнини бир маромда бўлишига эришишни таъминлаш ўрганилди. Назарий изланишларда машина иш кўрсаткичларига фрезали барабан тупроққа ишлов бериш жараёнида ҳосил бўладиган қаршилик кучлари қаршилик моментлар кўринишида инобатга олинди. Таҳлиллар шуни кўрсатадики комбинациялашган агрегат билан тупроққа ишлов беришда қаршилик кучи (моменти)ни ортиши билан валлардаги буровчи ментлар ҳам ортар экан. 8-расмда келтирилган боғланиш графикларидан кўриш мумкинки, фрезали барабан билан тупроққа экиш олдиан ишлов бериш жараёнида қаршиликни ортиши билан  $n_{ф}$  ва  $M_{ф}$  ларни тебранишлари, яъни  $\Delta n_{ф}$  ва  $\Delta M_{ф}$  лар ҳам ортар экан. Буни шундай тушунтириш мумкин, яъни иш жараёнида фрезали барабан тупроқ таркибидаги кесакларни увалайди. Комбинациялашган агрегатнинг фрезали барабаннинг иш унумини белгилайдиган параметр

сифатида тупроқдан келаётган қаршилик деб қабул қилсак, у ҳолда қаршилик моменти 66,1 Нм дан 86,1 Нм гача ортганда  $\Delta M_\phi$  21,3 Нм дан 30,2 Нм гача,  $\Delta n_\phi$  17,6 айл/мин дан 25,8 айл/мин гача ортади. Демак, барабанлар массаси қанча катта бўлса, уларнинг айланиши меъёрлашади, текисланар экан. Лекин, юқорида қайд этилганидек,  $J_\phi$  нинг ортиши қувват сарфининг, ўтиш жараёни вақтининг ортишига олиб келади.

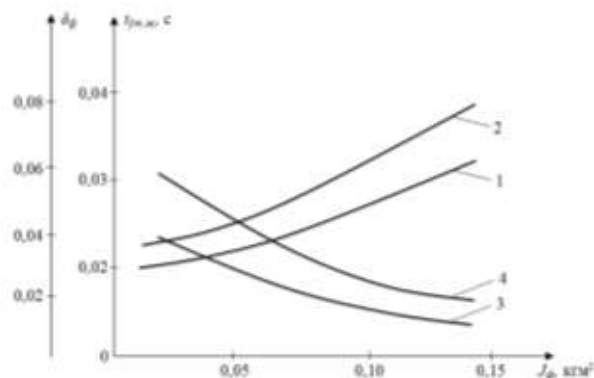
9-расмда фрезали барабаннинг нотекис айланиш коэффициентларини уларнинг инерция моментлари қийматларига боғлиқлик графиклари келтирилган.

Комбинациялашган агрегатнинг фрезали барабани валидаги нотекислик коэффициентлари 0,015-0,03 оралиғида ҳамда қувватни олиш валида эса 0,015 дан ошмаслигини эътиборга олиб система учун тавсия параметрлари қуйидагича олинди:  $J_\phi=0,9-0,12 \cdot \text{кгм}^2$ ,  $c=200-300$  Нм/рад. Бу қийматларда барабанлар етарлича текис айланиб, қувват сарфи юқори бўлмайди. Шунингдек, машина юритмасида қўлланган тишли тасмали узатма тортиш қобилияти ҳам қониқарли бўлиши тавсия этилади.



1- $\Delta M_\phi$ ; 2- $\Delta n_\phi$

**8-расм. Тупроқдан келаётган қаршиликни фрезали барабан валларининг айланишлар сони ва буровчи моментининг тебраниш оралиқларига боғланиш графиклари**



1, 3- $M_\phi=66,1$  Нм; 2, 4- $M_\phi=86,1$  Нм

**9-расм. Машинанинг барқарор ҳаракатга чиқиш вақти ҳамда нотекис айланишлар коэффициентининг фрезали барабанлар инерция моментига боғлиқлик графиклари**

Тадқиқотларимизда тишли тасмали узатмалардаги тишли шкив билан тишли тасманинг илашиши принципи тишли ғилдирақлар илашиш қонуниятларининг хусусий ҳоли деб қаралди. Лекин, тишли тасмали узатмаларда илашишдаги икки бўғиннинг бири қайишқоқ элемент бўлганлиги сабабли қопланиш коэффициентини аниқлашда эластик деформацияни инобатга олиш муҳим ҳисобланади. 10-расмда келтирилган схемага асосан, тишли тасманинг тишлари айланма куч таъсирида деформацияланиб  $b'b''$  ҳолатдан  $b'_1b''_1$  ҳолатга кўчади.

Ўтказилган назарий тадқиқотлар натижасига кўра, тавсия этилгин қия тишли тасмали узатманинг қопланиш коэффициентини қуйидагича ифодалаймиз

$$\varepsilon_y = \varepsilon + \left( B + \frac{M}{cr_b} \right) \frac{\text{tg } \beta}{p_x}, \quad (4)$$

бунда  $B$ -тишли ғилдирак қалинлиги, мм;  $M$ -буровчи момент, Нм;  $p_x$ -тишнинг ўк йўналишидаги қадами, м;  $c$ -тасманинг қайишқоқлик коэффициентини, Н/м;  $r_b$ -тишли ғилдиракларнинг бошланғич айланалари радиуслари, м;  $\beta$ -тишнинг қиялик бурчаги.

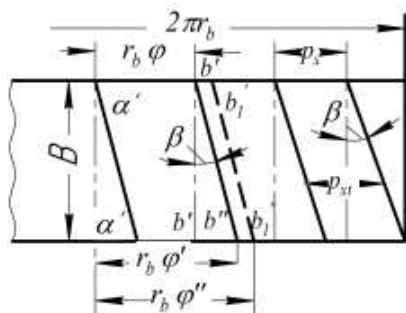
(4) тенгламадан кўринадики, тишли тасманинг эни, буровчи моментнинг қиймати ва тишлар қиялик бурчагининг ортиши билан қопланиш коэффициентининг қиймати ҳам ортади. Тишли узатмаларда амалиётда  $\varepsilon_y > 10$  бўлади.

Диссертациянинг «Назарий тадқиқотлар асосида таклиф этилган таркибли шкивли тишли тасмали узатманинг лаборатория шароитида тадқиқ этиш» деб номланган учинчи бобида тавсия этилган етакланувчи шкиви таркибли бўлган тишли тасмали узатманинг параметрларини асослаш бўйича ўтказилган лаборатория шароитидаги тажрибавий тадқиқот натижалари келтирилган.

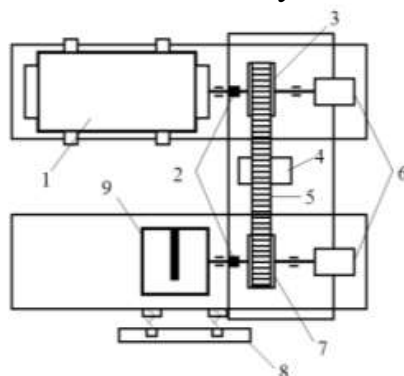
Ўтказилган тажрибавий тадқиқотларнинг вазифалари этиб қуйидагилар белгиланди: валлардаги қаршилик моментини ўлчаш; тишли тасма тармоқларидаги тебранишни ўлчаш.

Тажрибавий изланишларда ўрганилиши белгиб олинган параметрларни ўлчаш учун махсус тажриба стенди тайёрланди. Тажриба стендининг кинематик схемаси 11-расмда келтирилган ва у қуйидагилардан иборат: электродвигател 1, тензодатчиклар 2, етакловчи тишли шкив 3, индуктив датчик 4, тишли тасма 5, токосъёмниклар 6, таркибли етакланувчи тишли шкив 7, тасманинг таранглигини таъминловчи курилма 8 ва қаршилик берадиган қул тормози 9.

Тадқиқотларда етакланувчи бўғинга берилаётган қаршилик моментининг ўртача қиймати 75 Нм бўлганда, айланишлар сони 400 айл/мин ва етакланувчи тишли шкив анъанавий турда бўлса етакланувчи валдаги буровчи момент қиймати 62-86 Нм оралиғида, етакловчи валда 75-93 Нм оралиғида ўзгариши кузатилди (12-расм). Расмдан кўринадики, тупроққа ишлов бериш жадаллашган, яъни қаршилик momenti кўпайган сари буровчи моментнинг тебраниш оралиғи ҳам ортиб боради. Масалан, қаршилик momenti  $M=95$  Нм бўлганда қайишқоқлик коэффициентини  $c=250$  Нм/рад да  $\Delta M_2=9$  Нм, қайишқоқлик коэффициентини  $c=350$  Нм/рад да эса  $\Delta M_2=13$  Нм бўлади.



10-расм. Қия тишли тасманинг қопланиш коэффициентини аниқлашга доир схема

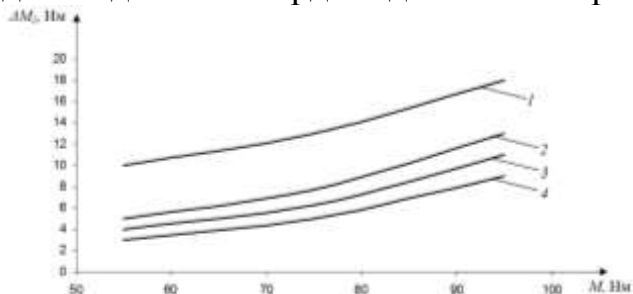


11-расм. Тажриба стендининг кинематик схемаси



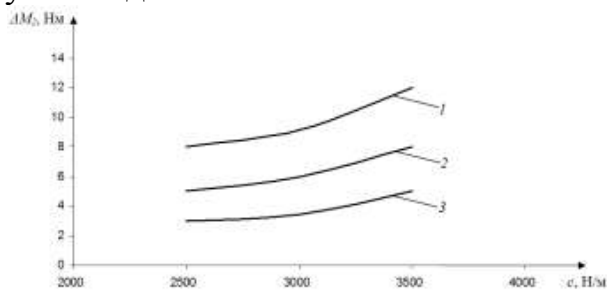
13-рамдаги боғлиқлик графиги таҳлилидан кўринадикки, етакланувчи шкив таркибидаги қайишқоқ элементнинг қайишқоқлик коэффиценти қийматининг ортиб бориши билан буровчи моментнинг тебраниши ҳам ортиб борар экан. Бунда, қайишқоқлик коэффиценти  $c=300$  Нм/рад ва қаршилик momenti  $M=55$  Нм бўлганда буровчи моментнинг тебраниши  $\Delta M_2=4$  Нм, қаршилик momenti  $M=75$  Нм бўлганда буровчи моментнинг тебраниши  $\Delta M_2=6,3$  Нм ҳамда қаршилик momenti  $M=95$  Нм бўлганда эса буровчи моментнинг тебраниши  $\Delta M_2=11$  Нм бўлар экан.

Тажрабаларда тишли тасма тармоқларидаги кўндаланг тебарнишларини ҳам тадқиқ этилди. Изланишлар қуйидаги тартибда олиб борилди. Тишли тасма тармоқларидаги кўндаланг тебарнишлар 14-расмда келтирилган схема асосида ўлчанди. 15-расмда келтирилишича индуктив датчик ўрганилаётган тасма тармоғи текис юзали қисми яқинига қўзғалмас қилиб ўрнатилади. Иш жараёнида тасма тармоғининг кўндаланг тебарнишлари тўғрисидаги сигналлар датчикдан Wi-Fi ёрдамида компьютерга узатилади.



1-анъанавий тишли шкив; 2- $c=350$  Нм/рад;  
3- $c=300$  Нм/рад; 4- $c=250$  Нм/рад

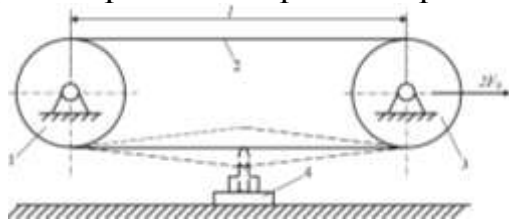
**12-расм. Қаршилик моментининг етакланувчи валдаги буровчи момент тебранишига боғлиқлик графиги**



1- $M=95$  Нм; 2- $M=75$  Нм; 3- $M=55$  Нм

**13-расм. Қаршилик моментининг етакланувчи тишли шкив таркибидаги қайишқоқ элементнинг қайишқоқлик коэффицентида боғлиқлик графиги**

Тасмали узатмаларда тасманинг ишлаш муддатини белгиловчи асосий омиллардан бири бу тасма тармоқларининг тебранишлари саналади. Чунки тасма тармоқларини тебраниш амплитудалари қанчалик катта бўлса иш жараёнининг кечиши ҳам шунчалик ёмонлашади. Иш жараёнини белгиловчи омиллар сифатида қуйидагиларни келтириш мумкин, яъни шовқин, узатиш механизмидан ишчи органларга узатилаётган кўшимча динамик кучлар, тебранишлар ва бошқалар. Шу сабабли тажрибавий тадқиқотларда тасма тармоқларининг тебранишлари ҳам ўрганилди (16-расм).



1-етақловчи тишли шкив, 2-тишли тасма, етакланувчи тишли шкив, 4-датчик

**14-расм. Тасма тармоқларидаги кўндаланг тебарнишларни ўлчаш стендининг схемаси**



**15-расм. Индуктив датчик ёрдамида тасма тармоқларидаги кўндаланг тебарнишларни ўлчаш схемаси**

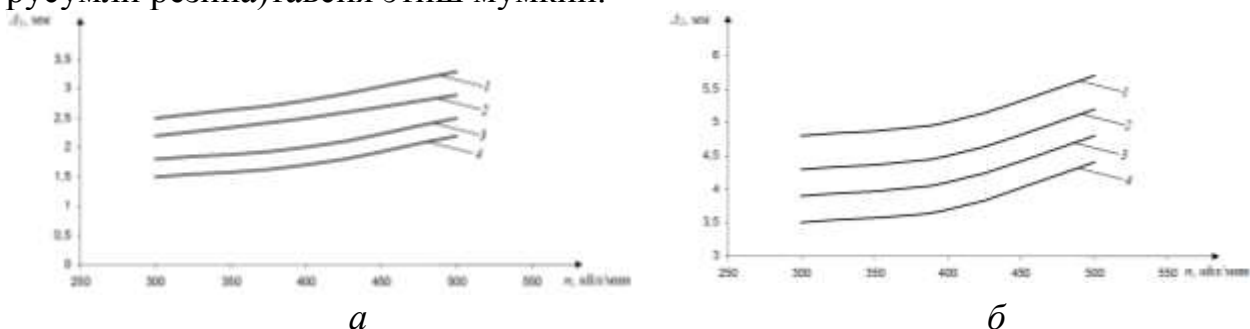
16-расмдаги графиклар таҳлили шуни кўрсатмоқдаки, етакчи тармоққа нисбатан етакланувчи тармоқнинг тебраниши жадалроқ бўлар экан. Масалан, айланишлар сони 400 айл/мин бўлганда тасманинг етакловчи тармоғининг тебраниш амплитудаси 1,7-2,8 мм гача (16 а-расм), етакланувчи тармоқнинг тебраниш амплитудаси эса 3,7-5,0 мм гача (16 б-расм) оралиқларда ўзгарар экан. Айланишлар сони камайиши билан эса тасма тармоқларининг тебраниш амплитудаларининг камайиши кузатилди. Агар етакланувчи тишли шкив таркибидаги қайишқоқ элементнинг қайишқоқлик коэффициентининг қиймати  $c=300$  Нм/рад ва қаршилик моменти  $M=75$  Нм бўлганда айланишлар сони 300 айл/мин дан 500 айл/мин гача ортганда тасманинг етакловчи тармоғининг тебраниш амплитудаси 1,8-2,5 мм оралиғида (16 а-расм), етакланувчи тармоғининг тебраниш амплитудаси эса 3,8-4,9 мм оралиғида (16 б-расм) эгри чизиқли қонуният билан ортар экан. Анъанавий тишли шкивда эса етакловчи тармоғининг тебраниш амплитудаси 2,5-3,4 мм оралиғида, етакланувчи тармоғининг тебраниш амплитудаси эса 4,5-5,9 мм оралиғида эгри чизиқли қонуният билан ортиши кузатилди. Қаршилик моментининг ортиши билан ҳам тасма тармоқлари тебранишларининг амплитудалари ортиб бориши кузатилди.

Юқоридагилардан хулоса қилиш мумкинки, қайишқоқлик коэффициентини камайиши тасма тармоқларининг тебранишларини камайишига олиб келар экан.

Ўтказилган тажрибавий тадқиқотлар натижасида тавсия этилган тишли тасмали узатманинг параметрлари ўрганилди. Синов натижалари таҳлиliga асосан қуйидагиларни таъкидлаш мумкин:

-фрезали барабан валидаги моментнинг тебраниш қамрови қийматлари ўзаро таққосланганда, назарий ва тажрибавий изланишлар орасидаги фарқ 7-10 %ни ташкил этди;

-тупроққа ишлов бериш жараёнида фрезали барабан узатиш механизмига тавсия этилаётган тишли тасмали узатманинг етакланувчи шкиви таркибидаги қайишқоқ элементнинг қайишқоқлик коэффициентини  $c=300$  Нм/рад (63-08 русумли резина)тавсия этиш мумкин.



1-анъанавий тишли шкив; 2-қайишқоқлик коэффициенти  $c=350$  Нм/рад;  
3-қайишқоқлик коэффициенти  $c=300$  Нм/рад; 4-қайишқоқлик коэффициенти  $c=250$  Нм/рад

**16-расм. Тасманинг етакчи (а) ва етакланувчи (б) тармоқлари тебраниш амплитудаларининг айланишлар сонига боғлиқлик графиги**

Диссертациянинг «Таркибли шкивли тасмали узатмани тупроққа экиш олдидан ишлов берадиган фрезали ишчи орган узатиш механизмига

**қўллаш натижалари ва иқтисодий самарадорлик ҳисоби»** деб номланган тўртинчи бобида комбинациялашган агрегат ишчи қисмлари параметрларини тажрибавий тадқиқот натижалари келтирилган.

Тажрибалар таркибли етакланувчи тишли шкив таркибидаги қайишқоқ элементининг қайишқоқлик коэффиценти 250, 350, 450 Нм/рад, фрезали барабаннинг айланишлар сони 250, 300 ва 350 айл/мин, фрезали барабандаги пичоқлар сони 3 та, 4 та ҳамда 5 та бўлганда ўтказилди.

Ҳар бир тажриба агрегатнинг 7,5 секунд давомида олинди. Фрезали барабаннинг айланишлар сони 250 айл/мин бўлганда 7,5 секундда 31,25 марта айланади, айланишлар сони 300 айл/мин бўлганда 37,5 марта, айланишлар сони 350 айл/мин бўлганда эса 44,2 марта айланади.

Тажриба натижаларининг таҳлили шуни кўрсатдики етакланувчи тиш шкив таркибидаги қайишқоқ элементнинг қайишқоқлик коэффиценти ортиши билан фрезали барабан валидаги момент олдин камайиб, кейин ортган. Яъни қайишқоқлик коэффиценти  $c=350$  Нм/рад бўлганда қаршилик моменти энг кичик қийматга (80,31-75,22 Нм га) эга бўлган.

Ўрганилган барча параметрларнинг (фрезали барабаннинг айланишлар сони, ундаги пичоқлар сони ҳамда агрегат тезлиги) ўзгариши тупроқ зичлигига сезиларли таъсир кўрсатмаган. Тадқиқотлар натижасида параметрларнинг қуйидаги мақбул қийматлари тавсия этилди, яъни фрезали барабаннинг айланишлар сони 300-350 айл/мин, пичоқлар сони 4 дона, қайишқоқ элементнинг қайишқоқлик коэффиценти 350 Нм/рад.

Узатиш механизмида таркибли етакланувчи тишли шкивли тасмали узатмаси бўлган комбинациялашган агрегатнинг йиллик юкламаси 108,8 гектарни ташкил қилишини инобатга олинса, кутилаётган иқтисодий самарадорлик 41494411,2 сўмни ташкил этади.

## ХУЛОСАЛАР

1. Технологик машиналар узатиш механизмларида қўллаш учун самарали тишли тасмали узатмаларнинг янги конструкциялари ишлаб чиқилди ва тавсия этилди.

2. Узатиш механизмида таркибли шкиви бўлган тишли тасмали узатма билан жиҳозланган тупроққа ишлов берадиган ва майда уруғли сабзаёт экинларини экадиган комбинациялашган агрегатнинг конструкцияси ишлаб чиқилди.

3. Иш жараёни ижобий ўтиши учун фрезали барабан узатиш механизми учун тавсия этилаётган тишли тасмали узатманинг етакланувчи шкиви таркибидаги қайишқоқ элементнинг эластиклик модули 1500000-2500000 Н/м<sup>2</sup> ва қалинлигини 0,015-0,025 м бўлиши лозим экан.

4. Комбинациялашган агрегат юритгичининг механик характеристикаси, тишли тасмали узатма қайишқоқлик-диссипатив характеристикалари, қаршилик кучлари моментини инобатга олиб тўрт массали машина агрегатининг ҳисоб схемаси ва математик модели олинди. Математик моделни сонли ечими асосида фрезали барабан массаси қанча катта бўлса уларнинг айланиши

меъёрлашиши белгиланди. Амалий натижаларни инобатга олган ҳолда барабаннинг инерция моментининг қийматларини  $J_{\phi}=0,9-0,12 \text{ кгм}^2$  етакланувчи шкив таркибидаги қайишқоқ элементнинг қайишқоқлик коэффицентит  $c=200-300 \text{ Нм/рад}$  бўлиши лозимлиги аниқланди.

5. Қия тишли тасмали узатмаларнинг қопланиш коэффицентини аниқлашни имконини берадиган аналитик ифода ишлаб чиқилди.

6. Тажрибавий тадқиқотлар натижаси валлардаги буровчи момент тебраниш оралиғини қаршилик momenti ва қайишқоқ элемент қайишқоқлигига боғлиқлик графиклари қурилди. Бунда қайишқоқ элемент қайишқоқлигини ортиши буровчи моментни тебраниш оралиғини чизиксиз қонуниятда ортиши аниқланди. Бунда тупроққа ишлов бериш жараёнида фрезали барабан узатиш механизмига тавсия этилаётган тишли тасмали узатманинг етакланувчи шкиви таркибидаги қайишқоқ элементнинг қайишқоқлик коэффицентини  $c=300 \text{ Нм/рад}$  (63-08 русумли резина) тавсия этилди.

7. Фрезали барабан валидаги моментнинг тебраниш қамрови қийматлари ўзаро таққосланганда, назарий ва тажрибавий изланишлар орасидаги фарқ 7-10 %ни ташкил этди.

8. Ўтказилган тажрибалар асосида майда уруғли сабзавотларни экиш учун дала юзасида майин қатлам ҳосил қилишда, яъни 10 мм кичик бўлган фракциялар миқдори 80 % кам бўлмаслиги учун агрегатнинг ҳаракат тезлиги 5 км/соат, фрезали барабаннинг айланишлар сони 300-350 айл/мин оралиғида, пичоқлар сони 4 та ва тишли шкив таркибидаги қайишқоқ элементнинг қайишқоқлик коэффицентини 350 Нм/рад лозимлиги аниқланди.

9. Узатиш механизмида таркибли етакланувчи тишли шкивли тасмали узатмаси бўлган комбинациялашган агрегатнинг йиллик юкламаси 108,8 гектарни ташкил қилишини инобатга олинса, кутилаётган иқтисодий самарадорлик 41494411,2 сўмни ташкил этади.

**НАУЧНЫЙ СОВЕТ PhD.03/30.12.2019.Т.90.01 ПО ПРИСУЖДЕНИЮ  
УЧЕНОЙ СТЕПЕНИ ПРИ НАМАНГАНСКОМ ИНЖЕНЕРНО-  
СТРОИТЕЛЬНОМ ИНСТИТУТЕ**

---

**НАМАНГАНСКИЙ ИНЖЕНЕРНО-СТРОИТЕЛЬНЫЙ ИНСТИТУТ**

**КОСИМОВ АЪЗАМЖОН АДИХАМЖОНОВИЧ**

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИЙ И МЕТОДОВ РАСЧЕТА  
ЗУБЧАТО-РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ**

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

**АВТОРЕФЕРАТ ДИССЕРТАЦИИ ДОКТОРА ФИЛОСОФИИ (PhD) ПО  
ТЕХНИЧЕСКИМ НАУКАМ**

**Наманган–2020**

**Тема диссертации доктора философии (PhD) по техническим наукам зарегистрирована в Высшей аттестационной комиссии при Кабинете Министров Республики Узбекистан за № В2019.1.PhD/T1004.**

Докторская диссертация выполнена в Наманганском инженерно-строительном институте.

Автореферат диссертации на трех языках (узбекский, русский, английский (резюме)) размещен на веб-странице по адресу: e-mail: (www.nmpi\_info@edu.uz) и Информационно-образовательном портале «Ziynet» (www.ziynet.uz).

Научный руководитель:

**Мухамедов Жобирхон Мирзаевич**  
кандидат технических наук, доцент

Официальные оппоненты:

**Каримов Камолхон Аббасович**  
доктор технических наук, профессор

**Собиров Холхужа Аббозович**  
кандидат технических наук, доцент

Ведущая организация:

**Ферганский политехнический институт**

Защита диссертации состоится «\_\_» \_\_\_\_\_ 2020 г. в \_\_ часов на заседании Научного совета PhD.03/30.12.2019.T.90.01 при Наманганском инженерно-строительском институте (Адрес: 160103, г. Наманган, ул. Ислама Каримова, 12. Тел.: (+99869) 234-15-23, факс: (+99869) 234-15-23, e-mail: nmpi\_info@edu.uz).

С диссертацией можно ознакомиться в Информационно-ресурсном центре Наманганского инженерно-строительного института (регистрационный номер\_\_\_\_). (Адрес: 160103, г. Наманган, ул. Ислама Каримова, 12. Тел.: (+99869) 234-15-23.)

Автореферат диссертации разослан «\_\_» \_\_\_\_\_ 2020 года  
(Протокол рассылки № \_\_\_\_ «\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2020 года).

**Н.Г.Байбобоев**

Председатель научного совета по присуждению  
ученой степени в.и.о., д.т.н., доцент

**В.М.Турдалиев**

Ученый секретарь научного совета по присуждению  
ученой степени, д.т.н., доцент

**А.Х. Умурзаков**

Председатель научного семинара при научном совете  
по присуждению ученой степени, д.т.н., доцент

## **ВВЕДЕНИЕ (аннотация диссертации доктора философии (PhD))**

**Актуальность и востребованность темы диссертации.** В мире имеет важное значение совершенствование технологических машин, в частности применения на производстве ресурсо- и энергосберегающих, высоко скоростных техники и технологии, расширение ассортимента и конкурентоспособности продукта. Вместе с тем одной из основных задач машиностроения является проблема кинематического и динамического моделирования передачи в механизмах передачи ротационного типа. В связи с этим исследовательские центры развитых стран, в том числе США, Франции, Германии, Японии, Китая, России и других стран, уделяют особое внимание разработке новых конструкций машин и механизмов для создания высокоэффективных и ресурсосберегающих технологий для производства конкурентоспособной и качественной продукции.

В мире особое внимание уделяется разработке методов структурного, кинематического и динамического анализа для проектирования, синтеза и обоснование параметров новых конструкций зубчатых механизмов и механизмов с гибкими звеньями. Проводятся широкомасштабные научные исследования с целью создания техники и технологий, обеспечивающих качественное выполнение производственных процессов машиностроения, улучшения качества и производительности машин путем совершенствования механизмов передачи ротационных сельскохозяйственных машин. В связи с этим важно разработать и внедрить эффективные приводные механизмы машин, оборудованных активными рабочими органами для обработки почвы перед посевом овощных культур, используемых в сельском хозяйстве.

В республике предпринимается ряд мер для развития углубленных теоретических и экспериментальных исследований в области машиностроения, создания машин и механизмов нового поколения, в частности, для разработки новых поколений высокоэффективных и ресурсосберегающих механизмов для сельскохозяйственной техники. 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 ресурсов и энергозатрат в экономике, широкое внедрение в производство технологий обеспечивающих энергосбережения»<sup>1</sup>. При выполнении этой задачи разработка новых перспективных конструкций механизмов передачи ротационных рабочих органов для обработки почвы перед посадкой является важной проблемой для энерго- и энергосбережения.

Данная диссертация работа в определенной степени служит выполнением задач, предусмотренных Указом Президента Республики Узбекистан №УП-4947 от 7 февраля 2017 года «О стратегии действий по дальнейшему развитию Республики Узбекистан», Постановление Президента Республики Узбекистан от 23 февраля 2016 года №ПП-2694 «О внесении изменений в постановление

---

<sup>1</sup>Указ Президента Республики Узбекистан от 7 февраля 2017 года №УП-4947 «О стратегии действий по дальнейшему развитию Республики Узбекистан»

Президента Республики Узбекистан от 29 декабря 2015 года № ПП-2460 «О мерах по дальнейшему реформированию и развитию сельского хозяйства на период 2016 - 2020 годы», Постановление Президента Республики Узбекистан от 7 июля 2017 г. № ПП-3117 «О мерах по дальнейшему развитию научно-технической базы в сфере сельскохозяйственного машиностроения», а также 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 ресурсосбережение».

**Степень изученности проблемы.** Учеными проведен ряд исследований по структурному, кинематическому и динамическому анализу механизмов, а также по синтезу механизмов. Ведущие ученые со всего мира работают над фундаментальными исследованиями приводными механизмами машин. В частности, британский ученый Дэвид Ирвин сосредоточил свои исследования на разработке динамических и математических моделей ротационных механизмов и уменьшении нагрузки на валы этих механизмов. Американские ученые Джон Крейг Уорнер, Марк Уильям Гравел и Джорджио Тангорра Монца провели ряд исследований, чтобы создать новые эффективные конструкции для изгиба суставов и повысить их долговечность. Китайские и японские ученые Чжан На, Цзян Цими, Ван Вэй и Чан Ю Ли изучали методы моделирования и расчета механизмов с гибкими звеньями и разработали методы определения законов движения с помощью программ моделирования. Польские ученые Гжегож Домек, Мариан Дудзяк, Анджей Колодзей провели исследования по проектированию, созданию новых типов зубчатых передач, обоснованию параметров и разработке методов расчета. В результате с помощью ряда динамических и математических моделей были решены сложные задачи.

Российские ученые Л.В.Ассур, П.Л.Чебишев, П.А.Сомов, А.А.Малышев, И.И.Артоболевский и другие заложили основы создания новых механизмов и машин, их структурного анализа. А.Г.Баханович и Б.В.Шогенов провели исследования в области зубчато-ременной передачи и сосредоточили свои исследования на разработке комплексного метода расчета и изучения вибрационных процессов. В результате исследований была разработана динамическая модель для обнаружения частных и вынужденных колебаний, возникающих в процессе зубчато-ременной передачи. В своей научной работе Х.К.Сабанчиев в основном изучал колебания валов с зубчато-ременной передачей. Теоретические и экспериментальные исследования выявили коэффициент демпфирования зубчато-ременной передачи и дополнительные динамические нагрузки. Также было исследовано влияние ударной силы на вибрацию и предложены уравнения для определения силы и скорости удара.

В нашей республике проводятся важные исследования по разработке, совершенствованию и методов расчета новых типов приводных механизмов. Х.Х.Усманходжаев, А.Джураев, К.А.Каримов, Р.И.Каримов, Ш.П.Алимухамедов, Г.Ш.Зокиров, Ш.Ш.Кенжабоев, А.Х.Умурзаков,



Х.А.Собиров, В.М.Турдалиев и другие внесли значительный вклад в этом направлении.

На сегодняшний день в мировой практике достаточно проведены исследования для составления, структурных, кинематических и динамических схем механизмов, а также исследования по анализу и синтезу механизмов. Однако недостаточно исследован коэффициент неравномерности, который определяет устойчивое движение зубчато-ременной передачи. Недостаточно исследованы непрерывность и связность соединений в зубчато-ременной передаче, методы определения закономерности параметров изменения. Поэтому важно проводить теоретические и практические исследования по разработке новых схем зубчато-ременной передачи, совершенствования методов расчета и обеспечения движения рабочих органов технологических машин в соответствии с закономерностями.

**Связь темы диссертации с научно-исследовательскими работами высшего образовательного или научно-исследовательского учреждения, где выполнена диссертация.** Диссертационное исследование выполнено в рамках плана научно-исследовательских работ Наманганского инженерно-строительного института, в рамках проектов по темам А-9-006 «Разработка технологии предпосевной и посевной техники для мелких семенных культур и создание комбинированного агрегата» (2015-2017) и МВ-Итех-2018-30 «Разработка и испытание комбинированного агрегата для предпосевной обработки, а также посадки мелких семенных культур» (2018-2019).

**Целью исследования** является совершенствование конструкции и методы расчета зубчато-ременной передачи.

**Задачи исследования:**

разработка новых схем зубчато-ременной передачи для приводов технологических машин;

разработка аналитических выражений для определения кинематических параметров рабочих органов с учетом деформации гибкого элемента на основе кинематического анализа;

разработка математической модели и обоснование параметров путем решения динамических задач много массового машинного агрегата;

разработка аналитического выражения, определяющего коэффициент перекрытия косозубой зубчато-ременной передачи;

подготовка экспериментальной версии зубчато-ременной передачи с составным шкивом, с переменными параметрами и проведение ее экспериментальных исследований, сравнение теоретических исследований и разработка рекомендаций;

на основании экспериментальных исследований обоснование оптимальных значений параметров фрезерного рабочего органа с составным шкивом зубчато-ременной передачей.

**Объектом исследования** является зубчато-ременная передача с составным ведомым шкивом в приводных механизмах ротационного рабочего органа для предпосевной обработки почвы.

**Предметом исследования** является расчетная схема и математическая

модель машинного агрегата с зубчато-ременной передачей, имеющей составную шкива, а также законы движения и рекомендуемые значения параметров.

**Методы исследования.** В данном исследовании используются методы высшей математики, теории машин и механизмов, теория вибрации, динамики машин и методы испытания сельскохозяйственной техники.

**Научная новизна исследования** заключается в следующем:

разработана аналитическая выражения для определения дополнительного угла поворота ведущего шкива зубчато-ременного передачи с учетом деформации упругого элемента составного шкива;

усовершенствована аналитическая выражения для определения коэффициента неравномерности, которая обозначающая установившегося движения ременных передач с составными ведомыми шкивами;

разработана математическая модель и расчетная схема четырехмассного машинного агрегата с зубчато-ременной передачей, имеющей составной ведомый шкив в приводном механизме;

разработана аналитическая выражения, которая позволяет определить коэффициент перекрытия для обеспечения стабильного зацепления косоугого зубчато-ременного передачи с учетом жесткости ремня.

**Практические результаты исследования** заключаются в следующем:

разработана эффективная конструкция зубчато-ременной передачи для приводных механизмов технологических машин и усовершенствована научная основа расчета параметров;

разработан комбинированный агрегат для предпосевной обработки почвы и посева овощных культур с зубчато-ременной передачей в приводных механизмах, что привело к снижению трудозатрат и повышению производительности.

**Достоверность результатов исследования.** Достоверность результатов исследований определяется использованием современных методов и приемов, основанных на теоретической механике и правилах высшей математики, при теоретическом обосновании параметров зубчато-ременной передачи, обработкой результатов экспериментов с помощью методов математической статистики, взаимной адекватностью результатов теоретических и практических исследований, положительными результатами испытаний и практической реализацией комбинированной машины, разработанной на основе выполненных исследований.

**Научная и практическая значимость результатов исследования.** Научная значимость результатов исследования определяется разработкой зубчато-ременной передачи с составным ведомым шкивом для приводных механизмах ротационного рабочего органа для предпосевной обработки почвы, а также обоснованием его параметров на основе теоретических и экспериментальных исследований.

Практическая значимость результатов объясняется тем фактом, что разработанная зубчато-ременная передача с составным ведомым шкивом применяется в комбинированном агрегате для предпосевной обработки почвы,

что повышает производительность, снижает затраты и обеспечивает высокую эффективность.

**Внедрение результатов исследований.** На основе полученных результатов по совершенствованию конструкции и методов расчета зубчато-ременной передачи:

конструкция комбинированного агрегата имеющую в приводе зубчато-ременную передачу была внедрена в АО «ВМКВ-Agromash» (справка Министерства сельского хозяйства №02/020-3462 от 4 ноября 2019 г.). В результате этого появилась возможность производить промышленный образец комбинированного агрегата;

комбинированный агрегат для предпосевной обработки почвы и посева мелкосеменных овощных культур имеющих в приводном механизме зубчато-ременную передачу, который на составе ведомого шкива была использована резина, внедрен на испытательных полях Научно-исследовательского института механизации сельского хозяйства (справка Министерства сельского хозяйства №02/020-3462 от 4 ноября 2019 г.). В результате этого создана возможность достигнуть качество измельчения почвы (фракции меньше 25 мм) составляет 85,68%, плотность 0-5 сантиметрового слоя почвы составляет 1,10 г/см<sup>3</sup>, 5-10 сантиметрового слоя составляет 1,14 г/см<sup>3</sup>, расход топлива составляет 10 кг/га;

комбинированный агрегат с усовершенствованным приводным механизмом и для предпосевной обработки почвы и посева мелкосеменных овощных культур за один проход внедрена в фермерских хозяйствах «Кумуштола ёгдуси», «Кушчек Ок олтини» и «Муроджон Шералиев» Наманганского, Нарынского и Чустского районов Наманганской области, находящиеся в подчинении Министерства сельского хозяйства (справка Министерства сельского хозяйства №02/020-3462 от 4 ноября 2019 г.). В результате чего создана возможность, что комбинированный агрегат полностью справился с обозначенными технологическими процессами, а также обеспечил следующие показатели: содержание фракций более 10 мм составляет 77,1-86,7 %, расстояние между семенами 40 см, глубина обработки 6-8 см, уничтожение сорняков 90-95 % и глубина посева семян 1,2-1,4 см.

**Апробация результатов исследования.** Результаты данного исследования были обсуждены на 9 конференциях, в том числе 7 международных и 2 республиканских научно-практических конференциях.

**Опубликованность результатов исследования.** По теме диссертации опубликовано 14 научных работ, в том числе 5 научных статей, в том числе 3 в республиканских и 2 в зарубежных журналах, рекомендованных Высшей аттестационной комиссией Республики Узбекистан для публикации основных научных результатов диссертаций доктора философии (PhD) по техническим наукам.

**Структура и объем диссертации.** Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка использованной литературы и приложений. Объем диссертации составляет 120 страниц.

## ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ

**Во введении** обоснованы актуальность и необходимость исследования, сформулированы цели и задачи, определены объект и предметы исследования, показано его соответствие с приоритетными направлениями развития науки и технологий в республике, изложены научная новизна и практические результаты исследования, обоснована достоверность полученных результатов, раскрыто их научное и практическое значение, приведены данные о внедрении результатов исследования в практику, апробации результатов, опубликованных в работах и структуре диссертации.

В первой главе диссертации **«Анализ исследований по зубчато-ременной передаче и приводным механизмам почвообрабатывающих машин»** представлен обзор литературы по проектированию и методу расчета конструкций с зубчато-ременной передачей, а также приведен анализ приводных механизмов почвообрабатывающих машин.

На основании проведенного анализа были рассмотрены способы уменьшения шума в зубчато-ременной передаче и снижения воздействия вибрации передачи на валы, чтобы обеспечить плавность и бесшумность процесса сцепления. На основе анализа передаточных механизмов активных рабочих органов предпосевных машин, было определено создание усовершенствованных конструкций зубчато-ременной передачи.

Во второй главе диссертации под названием **«Разработка конструкций зубчато-ременной передачи, а также их кинематическое и динамическое исследование»** представлены результаты кинематического и динамического анализа зубчато-ременной передачи с составным ведомым шкивом.

В результате исследований были разработаны новые конструкции зубчато-ременной передачи. На рисунке 1 приведена конструкция зубчато-ременной передачи с составным ведомым шкивом.

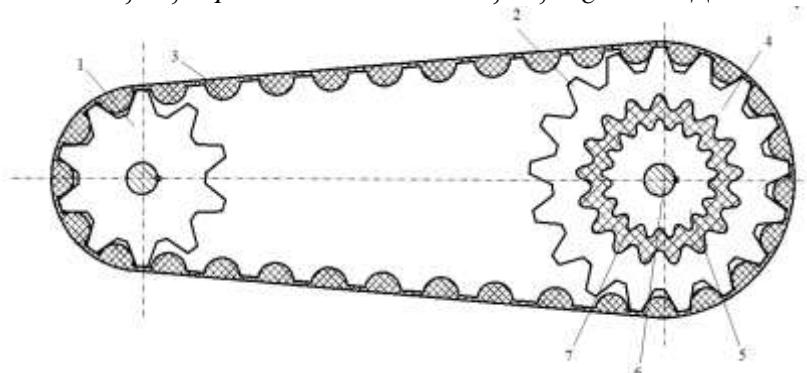
Конструкция работает следующим образом: вращательное движение передается от ведущего шкива 1 к ведомому шкиву 2 с помощью зубчатой передачи ремнем 3. Затем движение передается через внешний зубчатый обод 4, в резиновую втулку 7 и металлическую втулку 5, на вал 6. Вал 6, передает вращательное движение рабочему органу технологической машины. Здесь на резиновую втулку 7, влияют сложные вибрации момента сопротивления рабочего органа через вал 6 и втулку 5. Сложные вибрации момента сопротивления в достаточной степени затухают из-за упругих диссипативных свойств резиновой втулки 7, то есть влияние шкива 2, на шкив 1 через внешний зубчатый обод 4 и зубчатую ремень 3 в достаточной степени уменьшается. В этом случае зубцы ремня 3 и ведомого вала 2 находятся в постоянном контакте с синусоидальной волнообразной поверхностью, резиновой втулки 7 и втулки 5, выпуклостям (зубцам) которых соответствует внешний зубчатый обод 4. Деформация ремня 3 и резиновой втулки 7 на это не влияют.

На рисунке 2 приведена конструкция косозубой ременной передачи. Конструкция работает следующим образом. Вращательное движение передается от косозубого ведущего шкива 1, к косому зубчатому ведомому

шкиву 2, через зубцы 4 зубчатого ремня 3. Оси шкивов 1 и 2 расположены прямо по (OZ) или под углом наклона  $\beta$  ( $\angle ZOZ'$ ), сцепление косых зубцов выражается с помощью следующей формулы (рисунки 3 и 4).

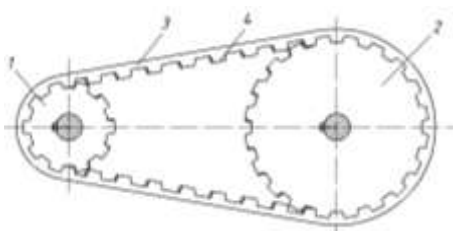
$$P_u = P_T + P_C$$

где  $P_u$ -сила сцепления, Н;  $P_T$ -сила натяжения, Н;  $P_C$ -сила движения ремня, Н.

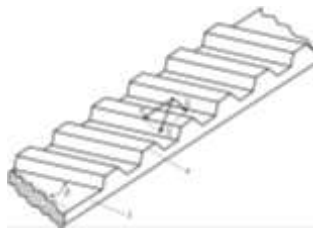


1-ведущий шкив, 2-ведомый шкив, 3-зубчатый ремень, 4-зубчатый обод, 5-металлическая втулка, 6-вал, 7-резиновая втулка

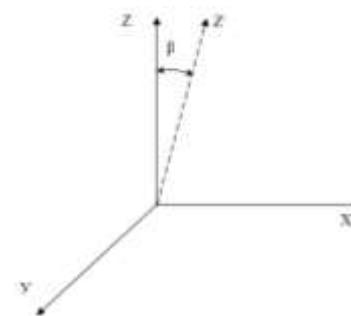
**Рисунок 1. Зубчато-ременная передача**



**Рисунок 2. Косозубчатая ременная передача**



**Рисунок 3. Косозубчатый ремень**



**Рисунок 4. Схема расположения зубов в системе координат**

Таким образом, с учетом организующей силы сцепления  $P_u$ , дополнительной силы движения ремня 3  $P_C$ , ремень 3 не отклоняется от шкивов 1 и 2, уравновешивая силу тяжести ремня 3. Здесь из-за косых зубцов 4, ремень 3 может плавно работать при изменяющихся нагрузках. Данную зубчато-ременную передачу рекомендуется использовать при больших скоростях и при больших нагрузках. Данная конструкция намного увеличивает срок работы передачи.

В теоретических исследованиях составной ведомый зубчатый шкив в зубчато-ременной передаче, приведенный на рисунке 1, рассматривался как многоугольник, угол его поворота обозначен как  $\varphi_2$ , а дополнительный угол поворота с учетом деформации упругого элемента обозначен как  $\Delta\varphi_2$  (рисунок 5).

Дополнительный угол поворота и коэффициент неравномерности составного зубчатого шкива на основе схем, приведенных на рисунках 5 и 6, выражается следующим образом:

$$\Delta \varphi_2 = \frac{M}{4\pi Gl} \cdot \frac{r^2 - r_2^2}{r^2 r_2^2}, \quad (1)$$

$$\delta_k = 2 \frac{1 - \frac{\cos \varphi_1}{\cos(\varphi_2 - \frac{M}{4\pi Gl} \cdot \frac{r^2 - r_2^2}{r^2 r_2^2})}}{1 + \frac{\cos \varphi_1}{\cos(\varphi_2 - \frac{M}{4\pi Gl} \cdot \frac{r^2 - r_2^2}{r^2 r_2^2})}}. \quad (2)$$

В целях выбора необходимых параметров, обеспечивающих закономерность движения, произведены численные решения формул (1) и (2). Численные решения формул (1) и (2) приняли следующие значения:  $M=(80-120) \text{ Нм}$ ;  $G=(10-35) \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ ;  $\varphi_1=30^\circ$ ;  $\varphi_2=30^\circ$ ;  $l=3 \cdot 10^{-2} \text{ м}$ ;  $r_{gm}=0,05 \text{ м}$ ;  $r_2=0,075 \text{ м}$ .

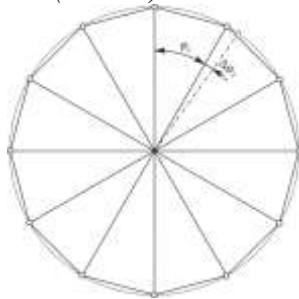


Рисунок 5. Вычислительная схема угла поворота составного ведомого зубчатого шкива

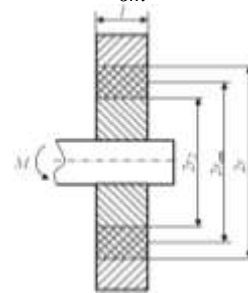


Рисунок 6. Схема составного шкива

В результате произведенных действий с формулами (1) и (2) можно рекомендовать следующие параметры зубчато-ременной передачи с составным ведомым шкивом, рекомендованным для передаточных механизмов фрезерного барабана: модуль упругости упругого элемента  $1500000-3000000 \text{ Н/м}^2$  и толщина упругого элемента  $0,015-0,025 \text{ м}$ .

При динамическом исследовании ротационного рабочего органа для предпосевной обработки почвы с зубчато-ременной передачей с составным ведомым шкивом в передаточном механизме в качестве агрегата была рассмотрена четырехмассовая машина (рисунок 7). Здесь I-общая масса принимающего нагрузку вала на выходящий вал редуктора; II-масса промежуточных валов; III-масса обода составного ведомого зубчатого шкива; IV-масса основы ведомого зубчатого шкива, фрезерного барабана и вала. В этом случае, рассматривая принимающую нагрузку, вал в машинном агрегате служит источником движения. Рассмотрим движение к выходящему валу редуктора. Остальные массы были выбраны так, чтобы они соответствовали валам, разделенным цепной и зубчато-ременной передачей.

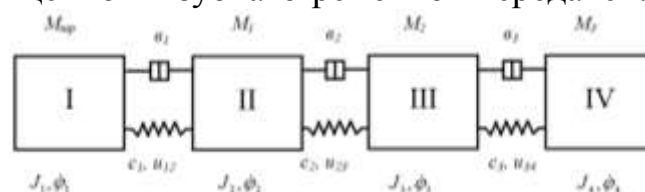


Рисунок 7. Расчетная схема четырехмассового машинного агрегата

Как показано в схеме расчета, приведенной на рисунке 7, четыре массы вращаются так, что можно указать 4 обобщенные координаты.

В результате исследований мы получим систему дифференциальных уравнений, представляющих машинный агрегат комбинированной машины с зубчато-ременной передачей с составным ведомым шкивом

$$M_{юп} = M_{юб} - K_{ю} \frac{d\varphi_1}{dt};$$

$$\left[ \left( J_{\kappa 1} + \frac{J_{\kappa 2}}{u_p^2} \right) + J_{ю1} \right] \cdot \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} = M_{ю1} - M_{u1} - C_1 (\varphi_1 - U_{12} \varphi_2) - \varepsilon_1 \left( \frac{d\varphi_1}{dt} - U_{12} \frac{d\varphi_2}{dt} \right);$$

$$(J_{o.б} + J_{ю2} + J_{u1}) \cdot \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} = U_{12} C_1 (\varphi_1 - U_{12} \varphi_2) - C_2 (\varphi_2 - U_{23} \varphi_3) +$$

$$+ \varepsilon_1 U_{12} \left( \frac{d\varphi_1}{dt} - U_{12} \frac{d\varphi_2}{dt} \right) - \varepsilon_2 \left( \frac{d\varphi_2}{dt} - U_{23} \frac{d\varphi_3}{dt} \right) - M_{u2};$$

$$\frac{J_{u2} d^2 \varphi_3}{dt^2} = U_{23} C_2 (\varphi_2 - U_{23} \varphi_3) - C_3 (\varphi_3 - U_{34} \varphi_4) +$$

$$+ U_{23} \varepsilon_2 \left( \frac{d\varphi_2}{dt} - U_{23} \frac{d\varphi_3}{dt} \right) - \varepsilon_3 \left( \frac{d\varphi_3}{dt} - U_{34} \frac{d\varphi_4}{dt} \right) - M_{u3};$$

$$(J_{\phi} + J_{\phi.б} + J_{u2}) \cdot \frac{d^2 \varphi_4}{dt^2} = U_{34} C_3 (\varphi_3 - U_{34} \varphi_4) +$$

$$+ U_{34} \varepsilon_3 \left( \frac{d\varphi_3}{dt} - U_{34} \frac{d\varphi_4}{dt} \right) - (M_{u4} + M_{\phi}) \quad , \quad (3)$$

где  $M_{юб}$ -крутящий момент главного вала, Нм;  $K_{ю}$ -коэффициент учитывающий механического характеристику;  $J_{o.б}$ ,  $J_{\phi.б}$ -соответственные моменты инерции вращающихся валов, кгм<sup>2</sup>;  $J_{k1}$ ,  $J_{k2}$ -моменты инерции конусных зубчатых колес редуктора, кгм<sup>2</sup>;  $J_{ю1}$ ,  $J_{ю2}$ -моменты инерции звездочек цепной передачи, кгм<sup>2</sup>;  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$ ,  $\varphi_3$ ,  $\varphi_4$ -обобщенные координаты вращающихся масс машинного агрегата, то есть углы вращения;  $J_{\phi}$ -момент инерции фрезерного барабана, кгм<sup>2</sup>;  $J_{u1}$ -момент инерция ведомого зубчатого шкива, кгм<sup>2</sup>;  $J_{u2}$ -момент инерции обода ведомого зубчатого шкива, кгм<sup>2</sup>;  $J_{u2}$ -момент инерции ступицы ведомого зубчатого шкива, кгм<sup>2</sup>;  $u_p$  -передаточное отношение конусных колес редуктора;  $C_1$ ,  $C_2$ -соответственно коэффициенты жесткости цепи и ремня, Н/м;  $C_3$ -коэффициент жесткости упругого элемента в составе ведомого зубчатого шкива, Нм/рад;  $U_{12}$ ,  $U_{23}$ ,  $U_{34}$ -соответственные передаточные отношения между вращающимися массами;  $\varepsilon_1$ ,  $\varepsilon_3$ -соответственные коэффициенты диссипации цепи и ремня;  $\varepsilon_3$ -коэффициент диссипации упругого элемента в составе ведомого зубчатого шкива;  $M_{u1}$ ,  $M_{u2}$ ,  $M_{u3}$ ,  $M_{u4}$ -соответственные моменты силы трения валов, Нм;  $M_{\phi}$ -момент силы измельченных комков и сопротивления почвы во фрезерных барабанах, Нм.

Для получения численного решения вышеприведенной математической модели (3), полученной в результате исследования, использовалась программа

MathCAD. Здесь считалось, что значения параметров уравнения (3) соответствуют рабочим органам одной секции комбинированного агрегата.

Приняты следующие постоянные параметры механической характеристики:  $M_{юб}=1061,6$  Нм,  $M_{U1}=0,848$  Нм,  $M_{U2}=0,33$  Нм,  $M_{U3}=1,15$  Нм,  $M_{фк}=78,3$  Нм,  $J_{о.б}=0,0016$  кгм<sup>2</sup>,  $J_{ф.б}=0,00056$  кгм<sup>2</sup>,  $J_{к1}=0,0064$  кгм<sup>2</sup>,  $J_{к2}=0,0073$  кгм<sup>2</sup>,  $J_{ф}=0,11088$  кгм<sup>2</sup>,  $U_{12}=1,2$ ,  $U_{23}=1,3$ ,  $U_{34}=1$ .

На основе численного решения полученной математической модели (3) выведены закономерности изменения числа оборотов фрезерного барабана  $n_{ф}$  и крутящего момента  $M_{ф}$ .

В исследованиях были проанализированы неравномерные движения и нагрузки на фрезерный барабан, чтобы минимизировать эти неравномерности и убедиться, что процесс предпосевной обработки был достигнут за один проход. В теоретических исследованиях силы сопротивления, возникающие при обработке почвы фрезерным барабаном, показатели производительности машины, учитывались в виде моментов сопротивления. Анализ показывает, что с увеличением силы (момента) сопротивления при обработке почвы комбинированным агрегатом, крутящие моменты валов также увеличиваются. Как можно видеть из графиков связи, приведенных на рисунке 8, в процессе предпосевной обработки почвы фрезерным барабаном с повышением сопротивления также повышаются колебания  $n_{ф}$  и  $M_{ф}$ , то есть  $\Delta n_{ф}$  и  $\Delta M_{ф}$ . Это объясняется тем, что в процессе работы фрезерный барабан крошит комки почвы. Если принять в качестве параметра производительности фрезерного барабана комбинированного агрегата сопротивляемость почвы, то при повышении момента сопротивляемости от 66,1 Нм до 86,1 Нм  $\Delta M_{ф}$  повышается от 21,3 Нм до 30,2 Нм, а  $\Delta n_{ф}$  от 17,6 об/мин до 25,8 об/мин. Таким образом, насколько больше масса барабанов, настолько нормализуется, выравнивается его вращение. Однако как сказано выше, повышение  $J_{ф}$  приводит к повышению расходов мощности и рабочего времени.

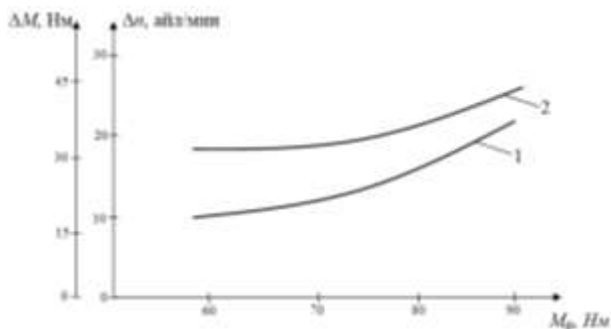
На рисунке 9 приведены графики связи коэффициентов неравномерного вращения фрезерного барабана со значениями их инерционных моментов.

Учитывая, что коэффициент неравномерности для вала фрезерного барабана, комбинированного агрегата находится в промежутке 0,015-0,03, а мощность на вале не превышает 0,015, приняты следующие рекомендуемые параметры для системы:  $J_{ф}=0,9-0,12$  кгм<sup>2</sup>,  $c=200-300$  Нм/рад. В этих значениях при вращениях барабанов с достаточной равномерностью расход мощности не будет большим. Таким образом, рекомендуется, чтобы тяговая способность зубчато-ременной передачи, используемой в работе машины, также была удовлетворительной.

В наших исследованиях принцип сцепления зубчатого шкива с зубчатым ремнем считался частным случаем закономерностей сцепления зубчатых колес. Однако, поскольку одно из двух сцеплений в зубчато-ременной передаче является упруги элементом, важно учитывать упругую деформацию при определении коэффициента перекрытия. Согласно схеме, показанной на

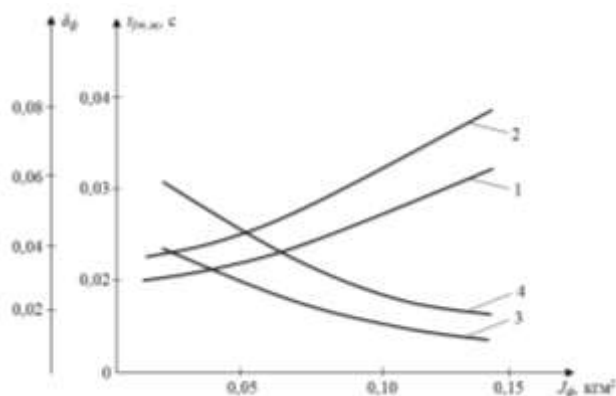


рисунке 10, зубцы зубчатого ремня, деформируются под действием силы вращения и перемещаются из положения  $b'b''$  в  $b_1'b_1''$  положение.



1- $\Delta M_\phi$ ; 2- $\Delta n_\phi$

**Рисунок 8. Графические зависимости сопротивление почвы в числе оборотов валов фрезерного барабана и колебаний крутящего момента**



1, 3- $M_\phi=66,1$  Нм; 2, 4- $M_\phi=86,1$  Нм

**Рисунок 9. Графические зависимости времени устойчивого движения машины, а также коэффициента неравномерного вращения в моменте инерции фрезерных барабанов**

Согласно теоретическим исследованиям, приведем следующую формулу для коэффициента перекрытия предлагаемой косозубой ременной передачи :

$$\varepsilon_y = \varepsilon + \left( B + \frac{M}{cr_b} \right) \frac{tg \beta}{p_x}, \quad (4)$$

где  $B$ -толщина зубчатого колеса, мм;  $M$ -крутящий момент, Нм;  $p_x$ -шаг по направлению оси зубца, Н/м;  $r_b$ -радиус начальной окружности зубчатого колеса, м;  $\beta$ -угол наклона зубца.

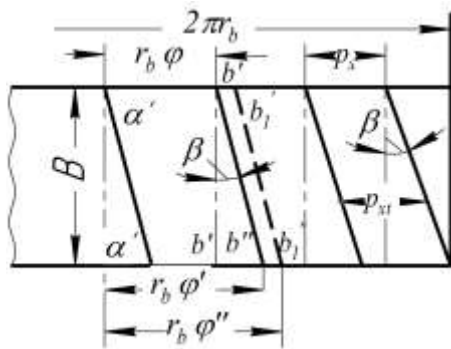
Из уравнения (4) видно, что с увеличением ширины зубчатого ремня, значения крутящего момента и угла наклона зубцов, также возрастает значение коэффициента перекрытия. На практике в зубчатых передачах  $\varepsilon_y > 10$  .

В третьей главе диссертации «**Лабораторные исследования зубчато-ременной передачи с составным шкивом, предлагаемые на основе теоретических исследований**» представлены результаты экспериментального исследования, проведенного в лабораторных условиях, по обоснованию параметров зубчато-ременной передачи с составным ведомым шкивом.

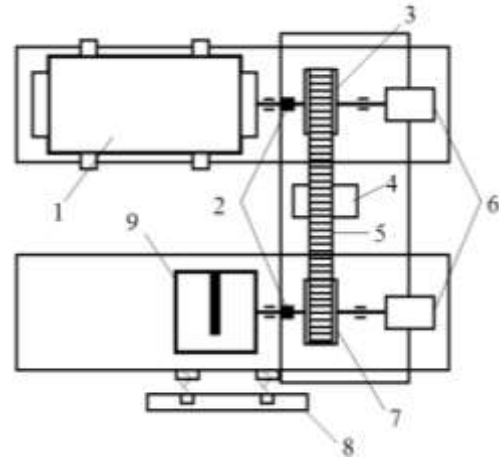
Задачами экспериментальных исследований были: измерение момента сопротивления в валах; измерение колебания в ветвях зубчатого ремня.

Для измерения изучаемых параметров был подготовлен специальный экспериментальный стенд. Кинематическая схема экспериментального стенда приведена на рисунке 11: электродвигатель 1, тензодатчики 2, ведущий зубчатый шкив 3, индуктивный датчик 4, зубчатый ремень 5, токо съёмники 6, составной ведомый зубчатый шкив 7, устройство обеспечивающее натяжение ремня 8 и ручной тормоз для сопротивления 9.

Исследование показало, что среднее значение задаваемого момента сопротивления на ведомом звене при 75 Нм и число оборотов 400 об/мин в традиционном зубчатом шкиве, значения крутящего момента ведущего вала изменялся в пределах 62-86 Нм, а на ведомом вале 75-93 Нм (рис.12). Из рисунка видно, обработка почвы ускорялась с увеличением колебания момента сопротивления, также увеличивается значение крутящего момента. Например, при моменте сопротивления  $M=95$  Нм, коэффициента жесткости  $c=250$  Нм/рад,  $\Delta M_2=9$  Нм, при коэффициенте жесткости  $c=350$  Нм/рад,  $\Delta M_2=13$  Нм.

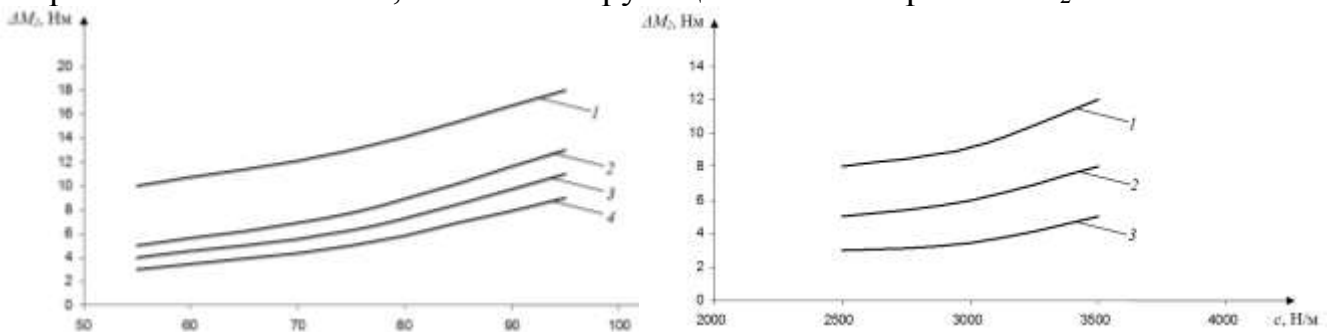


**Рисунок 10. Схема определения коэффициента перекрытия косозубого ремня**



**Рисунок 11. Кинематическая схема экспериментального стенда**

Из анализа графика (рис.13) зависимости коэффициента жесткости от крутящего момента видно, что с увеличением значения коэффициента жесткости увеличивается колебание крутящего момента. При коэффициенте жесткости  $c=300$  Нм/рад и момента сопротивления  $M=55$  Нм колебание значения крутящего момента  $\Delta M_2=4$  Нм сопьят при моменте сопротивления  $M=75$  Нм колебание крутящего момента  $\Delta M_2=6,3$  Нм, а при моменте сопротивления  $M=95$  Нм, колебание крутящего момента равно  $\Delta M_2=11$  Нм.



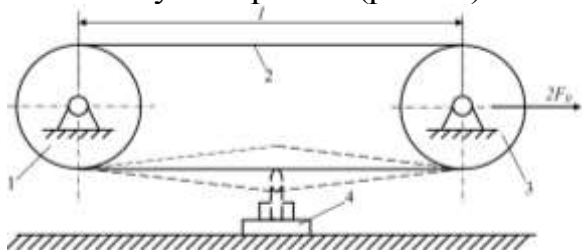
1-традиционный зубчатый шкив; 2- $c=350$  Нм/рад; 3- $c=300$  Нм/рад; 4- $c=250$  Нм/рад  
**Рисунок 12. Графические зависимости момента сопротивления в колебании крутящего момента ведомого вала**

1- $M=95$  Нм; 2- $M=75$  Нм; 3- $M=55$  Нм  
**Рисунок 12. Графические зависимости момента сопротивления в коэффициенте жесткости упругого элемента составного ведомого зубчатого шкива**

В экспериментах также были исследованы поперечные колебания ветви зубчатого ремня. Исследования проводились в следующем порядке. Поперечные колебания ветви зубчатого ремня измерялись на основе схемы,

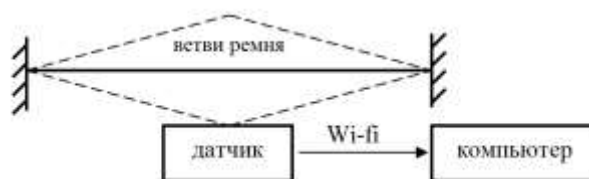
приведенной на рисунке 12. Как показано на рисунке 13, индуктивный датчик надежно расположен вблизи верхней части исследуемой ветви ремня. Во время процесса сигналы о поперечных колебаниях ветви ремня передаются от датчика на компьютер с помощью Wi-Fi.

В ременной передаче один из основных факторов, увеличение долговечности ремня считается уменьшение колебания узлов ремня. Потому что, при больших амплитудах колебания узлов ремня, ухудшается рабочий процесс. В качестве фактора, влияющего на рабочий процесс можно привести, шум, дополнительные динамические силы, передающийся рабочим органам, колебания и др. По этому в экспериментальном исследовании изучалось колебание узлов ремня (рис.16).



1-ведущий зубчатый шкив, 2-зубчатый ремень, ведомый зубчатый шкив, 4-датчик

**Рисунок 14. Схема стенда измерения поперечных колебаний ветви ремня**



**Рисунок 15. Схема измерения поперечных колебаний ветви ремня с помощью индуктивного датчика**

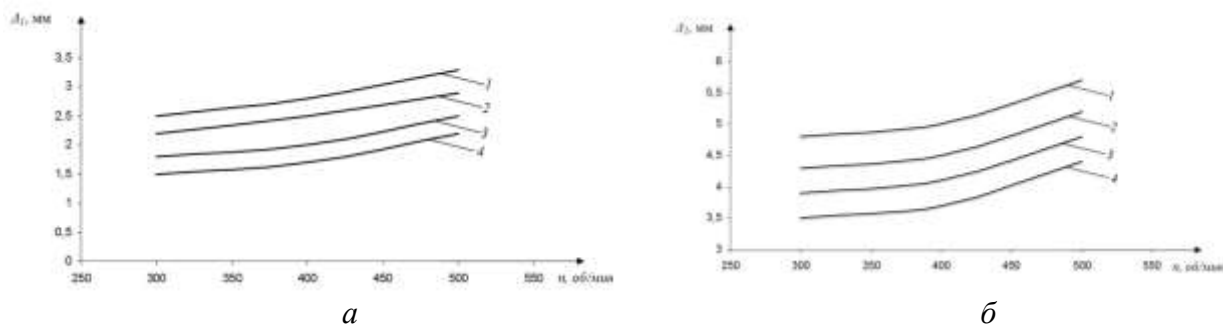
Анализ графиков (рис.16) показывает, что колебание ведомой ветви больше чем в ведущем узле. Например, при обороте 400 об/мин в ведущей ветви ремня амплитуда колебания 1,7-2,8 мм (рис.16 а), на ведомой ветви амплитуда колебания изменяется в пределах 3,7-5,0 мм (рис.16 б). При уменьшении оборотов наблюдалось уменьшение амплитуды колебания ремня. Если в составном зубчатом шкиве, имеющийся упругий элемент с коэффициентом жесткости  $c=300$  Нм/рад и моментом сопротивления ревен  $M=75$  Нм, то при изменении число оборотов от 300 об/мин до 500 об/мин в ведущей ветви ремня амплитуда колебания изменялась в пределах 1,8-2,5 мм (рис.16 а), а на ведомой ветви амплитуда колебания увеличивается по криволинейному закону в пределах 3,8-4,9 мм (рис.16 б). В традиционном зубчатом шкиве в этих же условиях амплитуда колебания на ведущей ветви увеличивается в пределах 2,5-3,4 мм, на ведомой ветви амплитуда колебания увеличивается по криволинейному закону в пределах 4,5-5,9 мм. С увеличением момента сопротивления наблюдалось увеличение амплитуды колебания.

Из выше изложенного можно сделать вывод, уменьшение коэффициента вязкости приводит к уменьшению колебания в узлах ремня.

В результате экспериментальных исследований были изучены параметры рекомендуемой зубчато-ременной передачи. На основании анализа результатов испытаний можно привести следующее:

-при сравнении значений момента уменьшения колебаний вала фрезерного барабана, разница между теоретическими и экспериментальными исследованиями составила 7-10%;

-коэффициент жесткости упругого элемента в ведомом шкиве зубчато-ременной передачи, рекомендуемой для передаточного механизма фрезерного барабана для обработки почвы равно  $c = 300$  Нм/рад (марка резина 63-08).



1-традиционный зубчатый шкив; 2-коэффициент жесткости  $c=350$  Нм/рад;  
3-коэффициент жесткости  $c=300$  Нм/рад; 4-коэффициент жесткости  $c=250$  Нм/рад  
**Рисунок 16. Графические зависимости амплитуды колебаний ведущего (а) и ведомого (б) ветви ремня в число оборотов**

В четвертой главе диссертации, озаглавленной «**Результаты применения зубчато-ременной передачи с составным шкивом в передаточном механизме фрезерного рабочего органа для предпосевной обработки почвы и расчет экономической эффективности**» приведены результаты экспериментального исследования параметров рабочих органов комбинированного агрегата.

Эксперименты проводились с коэффициентом жесткости упругого элемента составного ведомого зубчатого шкива 250, 350, 450 Нм/рад, числом оборотов фрезерного барабана 250, 300 и 350 об/мин, числом ножей на фрезерном барабане 3, 4 и 5.

Каждый эксперимент агрегата проводился в течение 7,5 секунд. При числе оборотов фрезерного барабана в 250 об/мин за 7,5 секунд совершается 31,25 оборот, при числе оборотов в 300 об/мин-37,5 оборотов, при числе оборотов в 350 об/мин-44,2 оборотов.

Анализ результатов эксперимента показал, что момент вала фрезерного барабана уменьшался, а затем с увеличением коэффициента жесткости упругого элемента в ведомом зубчатом шкиве увеличивался. То есть, когда коэффициент жесткости  $c=350$  Нм/рад, момент сопротивления принял наименьшее значение (80,31-75,22 Нм).

Изменения всех изученных параметров (число оборотов фрезерного барабана, количество ножей и скорость агрегата) не оказали существенного влияния на плотность почвы. В результате исследования были предложены следующие оптимальные параметры: число оборотов фрезерного барабана 300-350 об/мин, количество лезвий равно 4 и коэффициент жесткости упругого элемента 350 Нм/рад.

Если учитывать что, годовая нагруженность комбинированного агрегата которая имеет в приводном механизме зубчато-ременную передачу с составным ведомым шкивом 108,8 гектар, ожидаемая годовая экономическая эффективность составляет 41494411,2 сум.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Проведенный анализ позволили разработать и предложить новую эффективную конструкцию зубчато-ременной передачи для передаточных механизмов технологических машин.

2. Разработана конструкция комбинированного агрегата которая имеет в приводном механизме зубчато-ременную передачу с составным ведомым шкивом для предпосевной обработки почвы и посева мелкосеменных овощных культур.

3. Для перехода рабочего процесса положительным, необходимо выбрать упругий элемент предлагаемого ведомого шкива для передаточного механизма фрезерного барабана с модулем упругости  $1500000-2500000 \text{ Н/м}^2$  и толщиной  $0,015-0,025 \text{ м}$ .

4. Получены расчетная схема и математическая модель машинного агрегата с четырех массами с учетом механической характеристики привода комбинированного агрегата, упругих и диссипативных свойств зубчато-ременной передачи, моментов сил сопротивления. На основе численных решений математической модели определено, что с увеличением массы фрезерного барабана вращения будет равномерно. С учетом практических результатов определено, что значение момента инерций барабана  $J_\phi=0,9-0,12 \text{ кгм}^2$ , коэффициент жесткости упругого элемента составного ведомого шкива равно  $c=200-300 \text{ Нм/рад}$ .

5. Разработано аналитическое выражение которое позволяют определить коэффициент перекрытия косоозубой зубчато-ременной передачи с учетом упругости ремня.

6. В результате экспериментальных данных построены графические зависимости, промежуток колебаний крутящих моментов валов на момент сопротивления и жесткости упругого элемента. При этом, с увеличением жесткости упругого элемента, промежуток колебаний крутящих моментов увеличился по нелинейной закономерности. При этом, коэффициент жесткости упругого элемента в ведомом шкиве зубчато-ременной передачи, рекомендуемой для передаточного механизма фрезерного барабана для обработки почвы  $c=300 \text{ Нм/рад}$  (марка резина 63-08).

7. При сравнении значений, момента колебаний вала фрезерного барабана разница между теоретическими и экспериментальными исследованиями составила 7-10%.

8. На основании приведенных экспериментов определены параметры для формирования на поверхности поля мягкого слоя для посева мелкосеменных овощных культур, то есть для того, чтобы содержание фракций менее 10 мм составляло не менее 80%, необходимы скорость движения агрегата 5 км/ч, число оборотов фрезерного барабана 300-350 об/мин, число ножей 4 и коэффициент жесткости упругого элемента составного зубчатого шкива 350 Нм/рад.

9. Если учитывать что, годовая нагруженность комбинированного агрегата которая имеет в приводном механизме зубчато-ременную передачу с

составным ведомым шкивом 108,8 гектар, ожидаемая годовая экономическая эффективность составляет 41494411,2 сум.

**SCIENTIFIC COUNCIL TO AWARDING OF THE SCIENTIFIC  
DEGREES PhD.03/30.12.2019.T.90.01 AT THE NAMANGAN CIVIL  
ENGINEERING INSTITUTE**

---

**NAMANGAN ENGINEERING CONSTRUCTION INSTITUTE**

**KOSIMOV AZAMJON ADIHAMJONOVICH**

**IMPROVEMENT OF DESIGNS AND METHODS OF CALCULATION  
OF GEAR-BELT TRANSMISSION**

**05.02.02 – Theory of mechanisms and machines. Mechanical engineering and machine  
parts**

**DISSERTATION ABSTRACT OF THE DOCTOR OF PHILOSOPHY (PhD) ON  
TECHNICAL SCIENCES**

**Namangan-2020**

**The theme of the doctoral of philosophy (PhD) dissertation is registered in the Higher Attestation Commission under the Cabinet of Ministers of the Republic of Uzbekistan under №B2019.1.PhD/T1004.**

The doctoral dissertation been prepared Namangan engineering construction institute.

The abstract of the dissertation is posted in three languages (Uzbek, Russian, English (resume)) on the website of the Scientific council (www.nmpi\_info@edu.uz) and at the Information and educational portal «Ziyonet» (www.ziyonet.uz).

Scientific supervisor:	<b>Muxamedov Jobirxon Mirzaevich</b> candidate of technical sciences, dotsent
Official opponents:	<b>Karimov Kamolhon Abbasovich</b> doctor of technical sciences, professor <b>Sobirov Xolxuja Abbozovich</b> candidate of technical sciences, dotsent
Leading organization:	<b>Fergana polytechnic institute</b>

The defense of the dissertation will be held at \_\_\_\_ on «\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2020 year at the scientific council meeting No. PhD.03/30.12.2019.T.90.01 at the Namangan engineering construction institute (at the address: 12, Islam Karimov street, Namangan, 160103. Tel: (+99869) 234-15-23; Fax: (+99869) 234-15-23, e-mail: nmpi\_info@edu.uz).

The dissertation is available at the Information-resource center of the Namangan engineering construction institute (registration number \_\_\_\_). (Address: Namangan engineering construction institute (at the address: 12, Islam Karimov street, Namangan, 160103. Tel: (+99869) 234-15-23.)

The abstract from the thesis is distributed «\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2020.  
(Mailing protocol No \_\_\_\_ on \_\_\_\_\_ «\_\_», 2020).

**N.G.Bayboboev**

Chairman of the scientific council for awarding of scientific degree i., doctor of technical sciences, docent

**V.M.Turdaliev**

Scientific secretary of the scientific council of awarding of scientific degree, doctor of technical sciences, docent

**A.H.Umurzakov**

Chairman of the academic seminar under the scientific council awarding scientific degree, doctor of technical sciences, docent



## INTRODUCTION (abstract of PhD thesis)

**The aim of the research work** is the improvement of the design and methods of calculating the gear-belt transmission.

**The object of the research work** is a gear-belt drive with a composite driven pulley in the drive mechanisms of a rotary working body for presowing tillage.

**Scientific novelty of the research** is as follows:

an analytical expression has been developed to determine the additional angle of rotation of the drive belt pulley of the gear belt, taking into account the deformation of the elastic element of the composite pulley;

improved analytical expressions to determine the coefficient of unevenness, which denotes the steady movement of belt drives with composite driven pulleys;

a mathematical model and design scheme of a four-mass machine unit with a belt-drive transmission having a composite driven pulley in the drive mechanism have been developed;

an analytical expression has been developed that allows you to determine the overlap coefficient to ensure stable helical gearing of the belt-toothed gear transmission taking into account the stiffness of the belt.

**Implementation of the research result.** Based on the results obtained to improve the design and methods of calculating the gear-belt transmission:

the design of the combined unit with a belt drive in the drive was introduced at BMKB-Agromash JSC (certificate of the Ministry of Agriculture No. 02/020-3462 of November 4, 2019). As a result of this, it became possible to produce an industrial design of a combined unit;

a combined unit for pre-sowing tillage and sowing of small-seeded vegetable crops with a gear-belt drive in the drive mechanism, which used rubber as a part of the driven pulley, was introduced on the test fields of the Scientific Research Institute of Agricultural Mechanization (certificate of the Ministry of Agriculture No. 02/020-3462 dated November 4, 2019). As a result of this, it was possible to achieve the quality of grinding the soil (fractions less than 25 mm) of 85.68%, the density of the 0-5 cm layer of the soil is 1.10 g / cm<sup>3</sup>, the 5-10 cm layer is 1.14 g / cm<sup>3</sup>, the flow rate fuel is 10 kg / ha;

a combined unit with an improved drive mechanism for pre-sowing tillage and sowing of small-seeded vegetables in one pass was introduced in the farms “Kumushtola ogdusi”, “Kushchek Ok oltini” and “Murojon Sheraliev” of the Namangan, Naryn and Chust regions of the Namangan region Ministry of Agriculture (certificate of the Ministry of Agriculture No. 02/020-3462 of November 4, 2019). As a result, the opportunity was created that the combined unit completely coped with the indicated technological processes, and also provided the following indicators: the content of fractions of more than 10 mm is 77.1-86.7%, the distance between seeds is 40 cm, the processing depth is 6-8 cm, weed control 90-95% and seed sowing depth 1.2-1.4 cm.

**The structure and volume of the thesis.** The dissertation consists of introduction, four chapters, conclusion, list of used literature and applications. The volume of the dissertation is 120 pages.

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

**I бўлим (I часть; I part)**

1. Мухамедов Ж., Турдалиев В.М., Косимов А.А., Абдуллажонов А.А. Кинематический анализ зубчато-ременной передачи с составным шкивом // Проблемы механики. – Тошкент, 2018. – №4. – С. 56-60. (05.00.00; № 6).

2. Мухамедов Ж., Турдалиев В.М., Косимов А.А., Махкамов Ғ.У.Тупроққа экиш олдида ишлов берадиган комбинациялашган агрегатнинг параметрларини асослаш // Наманган муҳандислик-технология институти илмий-техника журнали. – Наманган, 2019. – №2. – Б. 45-49. (05.00.00; № 33).

3. Djuraev A., Turdaliev V., Qosimov A. Definition of movement laws of winging and milling drums of the unit for processing of soil and crops of seeds // European science review. – Vienna, Austria, 2016. – № 5-6. – pp. 197-200. (05.00.00; № 3).

4. Mukhamedov J., Turdaliev V., Qosimov A. Administration of fundamentals of the combined agreement designed with discontinent translation // International journal of advanced research in science, engineering and technology. – India, 2019. Vol.6, Issue 9. – pp. 10857-10861. (05.00.00; № 8).

5. Мухамедов Ж., Турдалиев В.М., Косимов А.А. Тишли тасмали узатмадаги таркибли шкивнинг кўшимча бурилиш бурчаги ва нотекистик коэффициенти тадқиқи // Наманган муҳандислик-технология институти илмий-техника журнали. – Наманган, 2019. – Махсус сон №1. – Б. 155-161. (05.00.00; № 33).

**II бўлим (II часть; II part)**

6. Турдалиев В., Қосимов А. Кинематическое исследования фрезерного барабана комбинированного агрегата для предпосевной обработки почвы и посева мелкосеменных культур // Современные инструментальные системы, информационные технологии и инновации: Сборник научных трудов XII-ой Международной научно-практической конференции. – Курск, 2015. – Т-2. -С. 288-291.

7. Мухамедов Ж., Турдалиев В., Қосимов А., Мамадалиев И. Комбинациялашган агрегат экиш олдида тупроққа ишлов берувчи фрезали барабанининг параметрларини илмий асослаш // Машинасозликда замонавий материаллар, техника ва технологиялар: халқаро илмий- техникавий анжуман тўплами. – Андижон, 2016. – II-секция. – Б. 320-323.

8. Турдалиев В., Косимов А., Джураев А. Комбинациялашган агрегат талаб этаётган қувват ҳисоби // XXI-аср ёш интеллектуал авлод асри: Институт илмий-амалий анжумани. – Тошкент, 2016. – 2-қисм. – Б. 163-165.

9. Джураев А., Тўхтақўзиев А., Мухамедов Ж., Турдалиев В., Қосимов А. Тупроққа экиш олдида ишлов берадиган ва майда уруғли сабзавот экинларини экадиган комбинациялашган агрегат // Инновацион ривожланиш даврида

интенсив ёндашув истиқболлари: ҳалқаро анжуман. – Наманган, 2018. – Б. 355-356.

10. Мухамедов Ж., Турдалиев В., Қосимов А. Узатиш механизмида тишли тасмали узатмаси бўлган комбинациялашган агрегатнинг динамик таҳлили // Фарғона водийси худудларидаги маҳаллий хом-ашёлардан фойдаланиш асосида импорт ўрнини босувчи маҳсулотлар ишлаб чиқаришнинг долзарб масалалари ҳалқаро анжумани. – Наманган, 2018. – Б. 216-218.

11. Мухамедов Ж., Қосимов А., Рахимжонов А. Определения коэффициента кинематического неравномерности зубчато-ременной передачи с составным шкивом // Таълим сифатини оширишда инновацион таълим технологияларининг ўрни: муаммо ва ечимлари. Республика миқёсидаги илмий-амалий конференция. – Наманган, 2019. – Б. 218-220.

12. Қосимов А. Кинематическое исследование зубчато-ременной передачи // Вклад университетской аграрной науки в инновационное развитие агропромышленного комплекса: Материалы 70-й Международной научно-практической конференции. – Рязань, 2019. – Б. 193-198.

13. Мухамедов Ж., Турдалиев В., Қосимов А. Определения угла закручивания составного зубчатого шкива // Перспективное развитие науки, техники и технологий: Сборник научных статей 9-ой Международной научно-практической конференции. – Курск, 2019. – С. 192-196.

14. Джураев А., Холдоров Ш., Турдалиев В., Қосимов А. Янги қия тишли тасмали узатма конструкцияси // Машинашуносликнинг долзарб муаммолари ва уларнинг ечими: Академик Х.Х.Усмонхўжаев таваллудининг 100 йиллигига бағишланган Республика илмий-амалий конференцияси. – Тошкент, 2019. –Б. 18-20.









