

**НАМАНГАН МУҲАНДИСЛИК-ТЕХНОЛОГИЯ ИНСТИТУТИ
ҲУЗУРИДАГИ ИЛМИЙ ДАРАЖАЛАР БЕРУВЧИ
PhD.03/30.12.2019.Т.66.01 РАҚАМЛИ ИЛМИЙ КЕНГАШ**

**АНДИЖОН МАШИНАСОЗЛИК ИНСТИТУТИ
НАМАНГАН ДАВЛАТ УНИВЕРСИТЕТИ**

ХУДАЙҚУЛОВ ШАВКАТБЕК СОЙИБЖАНОВИЧ

**АРРАЛИ ЖИН ЦИЛИНДРИ ҚАЙИШҚОҚ ПОДШИПНИК ТАЯНЧЛИ
КОНСТРУКЦИЯСИНИ ИШЛАБ ЧИҚИШ ВА ПАРАМЕТРЛАРИНИ
АСОСЛАШ**

**05.02.03 – Технологик машиналар. Роботлар, мехатроника ва робототехника
тизимлари**

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

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

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

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

Худайкулов Шавкатбек Сойибжонович

Жин аррали цилиндри қайишқоқ таянчли подшипник конструкциясини
ишлаб чиқиш ва параметрларини асослаш..... 3

Худайкулов Шавкатбек Сойибжонович

Разработка конструкции и обоснование параметров пильного цилиндра с
упругой подшипниковой опорой джина..... 21

Khudaykulov Shavkatbek

Development of the design and justification of the parameters of the saw
cylinder with elastic bearing support gin.....39

Эълон қилинган ишлар рўйхати

Список опубликованных работ

List of published works..... 43

**НАМАНГАН МУҲАНДИСЛИК-ТЕХНОЛОГИЯ ИНСТИТУТИ
ҲУЗУРИДАГИ ИЛМИЙ ДАРАЖАЛАР БЕРУВЧИ
PhD.03/30.12.2019.Т.66.01 РАҚАМЛИ ИЛМИЙ КЕНГАШ**

**АНДИЖОН МАШИНАСОЗЛИК ИНСТИТУТИ
НАМАНГАН ДАВЛАТ УНИВЕРСИТЕТИ**

ХУДАЙҚУЛОВ ШАВКАТБЕК СОЙИБЖАНОВИЧ

**АРРАЛИ ЖИН ЦИЛИНДРИ ҚАЙИШҚОҚ ПОДШИПНИК ТАЯНЧЛИ
КОНСТРУКЦИЯСИНИ ИШЛАБ ЧИҚИШ ВА ПАРАМЕТРЛАРИНИ
АСОСЛАШ**

**05.02.03 – Технологик машиналар. Роботлар, мехатроника ва робототехника
тизимлари**

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

Техника фанлари бўйича фалсафа доктори (PhD) диссертацияси мавзуси Ўзбекистон Республикаси Вазирлар Маҳкамаси хузуридаги Олий аттестация комиссиясида В2019.4.PhD/Т461 рақам билан рўйхатга олинган.

Диссертация Андижон машинасозлик институти ва Наманган давлат университетида бажарилган.

Диссертация автореферати уч тилда (ўзбек, рус, инглиз (резюме)) Наманган муҳандислик-технология институти хузуридаги Илмий кенгашнинг веб-саҳифасида (www.nammti.uz) ва “ZiyoNet” Ахборот таълим порталида (www.ziynet.uz) жойлаштирилган.

Илмий раҳбар:

Джураев Анвар Джураевич
техника фанлари доктори, профессор

Расмий оппонентлар:

Аҳмедходжаев Ҳамит Турсунович
техника фанлари доктори, профессор

Салимов Алишер Машраббоевич
техника фанлари номизоди, профессор

Етакчи ташкилот:

Бухоро муҳандислик-технология институти

Диссертация ҳимояси Наманган муҳандислик-технология институти хузуридаги PhD.03/30.12.2019.Т.66.01 рақамли Илмий кенгашнинг 2020 йил 29 июнь соат 11⁰⁰ даги мажлисида бўлиб ўтади. (Манзил: 160115, Наманган шаҳри, Косонсой кўчаси, 7-уй. Тел.: (69) 228-76-68, факс: (69) 228-76-75, e-mail: nei_info@edu.uz, Наманган муҳандислик-технология институти маъмурий биноси, 1-қават, кичик мажлислар зали).

Диссертация билан Наманган муҳандислик-технология институти Ахборот-ресурс марказида танишиш мумкин (375-рақам билан рўйхатга олинган). (Манзил: 160115, Наманган ш., Косонсой кўчаси, 7-уй. Тел.: (69) 228-76-68.)

Диссертация автореферати 2020 йил 16 июнь куни тарқатилди.
(2020 йил 16 июнь 14-рақамли реестр баённомаси).

Р.Мурадов

Илмий даражалар берувчи илмий кенгаш раиси,
техника фанлари доктори, профессор

О.Ш. Саримсаков

Илмий даражалар берувчи илмий кенгаш
илмий котиби, техника фанлари доктори, профессор

Қ.М. Холиқов

Илмий даражалар берувчи илмий кенгаш
қошидаги Илмий семинар раиси, техника фанлари доктори

КИРИШ (фалсафа доктори (PhD) диссертацияси аннотацияси

Диссертация мавзусининг долзарблиги ва зарурати. Пахта толаси тўқимачилик саноатининг асосий хом-ашёиси бўлиб, ундан тайёрланаётган маҳсулотларга жаҳон бозорида бўлган талаб тобора ортиб бормоқда. Халқаро консультатив кўмита (ICAC) маълумотларига қараганда «2017/18 йил мавсумда пахтанинг нархи мавсум охирига қадар ўртача бир фунт учун 84,63 центдан юқори даражада сақланиб қолди»¹. Дунё бўйича пахта майдони 32,4 миллион гектарни ташкил этади, тола ишлаб чиқариш эса 25,68 миллион тоннани ташкил этади, шу билан бирга жаҳон миқёсида пахта толасини истемоли 26,7 миллион тоннагача кўтарилиши кутилмоқда. Пахта толасини импорт қилиш бўйича Бангладеш, Хитой, Туркия, Индонезия каби давлатлар етакчилик қилишмоқда. Бу йўналишда пахта толаси ва уни сифатига бўлган талабларни янада ошириш, пахта маҳсулотлари сифатини яхшилаш ва таннархини камайтириш имкониятини берувчи янги ресурстежамкор техника ва технологияларни ишлаб чиқаришга алоҳида эътибор қаратилмоқда. Шу билан бирга, чет элда пахта толасидан тўқимачилик маҳсулотларни ишлаб чиқаришни кенгайтириш энг муҳим вазифалардан бири бўлиб қолмоқда.

Жаҳонда пахтани дастлабки ишлаш техника ва технологиясини такомиллаштириш ва уларни илмий асосларини яратиш бўйича кенг миқёсда илмий-тадқиқот ишлари олиб борилмоқда. Бу борада, жумладан пахта тозалаш корхоналарининг асосий машинаси ҳисобланган аррали жиннинг ишлаш самарадорлигини, иш унумдорлигини ошириш, ишчи органларини ресурстежамкор конструкциялари билан жиҳозлаш, уларнинг мустаҳкамлигини ошириш, машинанинг эксплуатация ишончилигини такомиллаштириш, таъминлаш жараёни, математик моделларини ишлаб чиқиш ва оптимизация усуллари ёрдамида олинаётган пахта толасининг табиий сифатини сақлаб қолиш муҳим аҳамият касб этмоқда. Шу билан бирга янги конструкциядаги ресурстежамкор жин машинасининг қайишқоқ таянчи бўлган аррали цилиндр конструкциясини ишлаб чиқиш, параметрларини асослаш, тола сифатини сақлаш, титраш ва шовқин даражасини ҳамда энергия сарфини камайтириш муҳим ҳисобланади.

Республикамизда пахта саноатининг ривожлантириш, пахтани қайта ишлаш корхоналарини модернизация қилиш ва қайта жиҳозлаш, пахта хом-ашёсини етиштириш ва қайта ишлаш рентабеллигини ошириш, маҳсулотнинг рақобатбардошлигини таъминлаш бўйича комплекс чора-тадбирлар амалга оширилмоқда. 2017-2021 йилларда Ўзбекистон Республикасини янада ривожлантириш бўйича Ҳаракатлар стратегиясида, жумладан «...миллий иқтисодиётнинг рақобатбардошлигини ошириш, ...энергия ва ресурслар сарфини камайтириш, ишлаб чиқаришга энергия тежайдиган технологияларни кенг жорий этиш»² вазифаси белгилаб берилган. Ушбу вазифалар билан боғлиқ равишда, ресурсларни тежовчи, толанинг пишиқлик хусусиятларини оширувчи, тебраниш ва шовқинни камайтирувчи,

¹ Cotton: Review of the World Situation' Articles Address Governance and Cotton Price Trends.– NY. 26 september. 2018. <http://www.ICAC.org>

² Ўзбекистон Республикас Президентининг 2018 йил 14 июл “Илмий ва илмий-техник фаолиятни молиялаштириш самарадорлигини ошириш чора тадбирлари тўғрисида”ги ПҚ-3855-сонли Қарори. <http://www.lex.uz/search/nathactnum> 3855.

унумдорликни оширувчи ва толанинг табиий хусусиятларини максимал даражада сақлаб қолишга имкон берувчи жин машинасининг қайишқоқ подшипникли таянчга эга бўлган аррали цилиндрининг янги конструкциясини ишлаб чиқиш масаласи бугунги кунда саноат олдидаги муҳим масалалар қаторига кўтарилди.

Ўзбекистон Республикаси Президентининг 2017 йил 7 февралдаги ПФ-4947-сон «2017-2021 йилларда Ўзбекистон Республикасини ривожлантиришнинг бешта устувор йўналиши бўйича Ҳаракатлар стратегияси тўғрисида»ги Фармони, Вазирлар Маҳкамасининг 2018 йил 31 мартдаги 253-сонли қарори билан пахта-тўқимачилик ишлаб чиқаришлари ва кластерлари фаолиятини ташкил этиш бўйича қўшимча чора-тадбирлар дастури тўғрисида»ги, 2017 йил 28 ноябрдаги ПҚ-4408-сон «Пахтачилик тармоғини бошқариш тизимини тубдан такомиллаштириш чора-тадбирлари тўғрисида»ги Қарорлари ҳамда мазкур фаолиятга тегишли бошқа меъёрий-ҳуқуқий ҳужжатларда белгиланган вазифаларни амалга оширишга ушбу диссертация тадқиқоти муайян даражада хизмат қилади.

Тадқиқотнинг республика фан ва технологиялари ривожланишининг устувор йўналишларига мослиги. Мазкур тадқиқот республика фан ва технологиялар ривожланишининг II. «Энергетика, энергия ва ресурстежамкорлик» устувор йўналишига мувофиқ бажарилган.

Муаммонинг ўрганилганлик даражаси. Аррали жиннинг ишчи органларини такомиллаштириш, ресурсларни тежаш, машина иш унумдорлигини, ишчи органларини мустаҳкамлигини ошириш, ишлаб чиқарилаётган маҳсулот сифатини яхшилаш масалалари чет эллик олимлар E. Whitney, S.Z.Hall, T. Elliot, S.E.Hughs, R.N.Rakoff, A.V.Stanley, R.G.Hardin, P.A.Funk ва бошқаларнинг ишларида кўриб чиқилган.

Мамлакатимизнинг қатор олимлари, жумладан Р.Г.Махкамов, И.Т.Максудов, А.Е.Лугачев, М.Тиллаев, М.Агзамов, Б.М.Марданов, Н.З.Камолов, А.П.Парпиев, Х.Т.Ахмедходжаев, А.Джураев, Р.Муродов, Р.Сулаймонов, О.Саримсаков, К.Собиров, И.Собиров, М.Абдувоҳидов, Ш.П.Алимухамедов, Д.Муҳаммадиев, С.З.Юнусов ва бошқалар аррали жин машинасининг иш унумини ошириш, уларни ресурстежамкор ишчи органлар билан жиҳозлаш ва жин машинаси сарфлаётган энергия миқдорини камайтириш бўйича комплекс илмий изланишлар олиб боришган.

Олиб борилган тадқиқотлар асосан, аррали жинлаш технологияси, аррали дисклар диаметри, колосниклар ўлчамлари, ишчи камера ва чигитни ажратиш, толани чиқариш, технологик тирқиш ўлчамларини асослаш, пахтани таъминлашни меъёрлашга бағишланган, бўлиб, жин машинасида қайишқоқ элементи бўлган таянчли аррали цилиндр конструкциясини ишлаб чиқиш, юритиш механизмининг такомиллаштириш, параметрларини асослаш бўйича чуқур назарий ва тажрибавий тадқиқотлар олиб борилмаган.

Диссертация тадқиқотининг диссертация бажарилган олий таълим муассасасининг илмий-тадқиқот ишлари режалари билан боғлиқлиги. Диссертация тадқиқоти Андижон машинасозлик институти илмий ишлари режасининг И-2016-2-20 «Пахтани қайта ишлаш машиналарида тежамкор қайишқоқ элементи бўлган таянчли подшипникли аррали цилиндр конструкциясини ишлаб чиқиш ва тадбиқ этиш» (2016-2017); мавзусидаги

инновацион лойиҳа ЁОТ-Атех-2018-56 «Қайишқоқ барабан, кўр қиррали пахта тозалаш қозиклари параметрларини лойиҳалаш ва асослаш» мавзусидаги амалий; ОТ-Ф2-61 «Тўқимачилик ва енгил саноати асосий технологик машиналарининг янги таркибли қайишқоқ элементи бўлган кинематик жуфтли ричагли механизмларини ҳисоблашнинг илмий асосларини яратиш» (2018-2020) ЁА-3-05, мавзусидаги фундаментал лойиҳа «Аррали жиннинг самарали энергия тежамкор конструкциясини яратиш» (2012-2013); А-3-34 «Янгича жинлаш усулида ишловчи ишчи камера билан жихозланган экспортпоб аррали жин» (2015-2017) мавзусидаги ёшлар амалий лойиҳалари доирасида бажарилган.

Тадқиқотнинг мақсади жин машинаси аррали цилиндри қайишқоқ элементли подшипник таянчининг ресурстежамкор, титрашга барқарор конструкциясини ишлаб чиқиш ва параметрларини асослашдан иборат.

Тадқиқотнинг вазифалари:

аррали цилиндр қайишқоқ элементли подшипникли таянч конструкциясини ишлаб чиқиш;

аррали цилиндр айланиш сони ва қайишқоқ таянчининг бикрлигини инобатга олиб, аррали цилиндр тебраниш амплитудаси ва частотасини ҳисоблаш;

аррали цилиндр вертикал йўналишдаги силжиши ва аррали цилиндрининг тезлигини аналитик усулда аниқлаш;

подшипникли таянч қайишқоқ элементни инобатга олиб аррали цилиндр валини айланма ва эгилиш тебранишлари қонуниятларини аниқлаш;

жин машинаси аррали цилиндр юритиш механизмини ўз ичига олган машина агрегатининг динамик ва математик моделларини ишлаб чиқиш, ҳамда уларнинг масалани сонли ечими асосида аррали цилиндр ҳаракат қонунини аниқлаш ва параметрларининг тавсия қийматларини асослаш;

тензометрик усулда аррали цилиндр айланма ва эгилиш тебранишларини резинали таянч бикрлигини инобатга олиб аниқлаш;

ишлаб чиқилган қайишқоқ подшипникли таянчли аррали цилиндр конструкцияси самарадорлигини аниқлаш.

Тадқиқотнинг объекти сифатида жин машинасининг қайишқоқ элементли подшипникли таянчи бўлган аррали цилиндри олинган.

Тадқиқот предметини қайишқоқ элементли подшипник таянчи бўлган аррали цилиндрининг конструктив ва ҳисоб схемалари, математик моделлар, уларни сонли ечими натижалари, олинган график боғланишлар ва жин машинаси қайишқоқ подшипник таянчли аррали цилиндри параметрларининг тавсия қийматлари ташкил этади.

Тадқиқотнинг усуллари. Тадқиқот жараёнида назарий механика, тебранишлар назарияси, математик статистика, эхтимоллар назарияси, олий математика ва тажрибаларни режалаш ва тензометрик усулларидан фойдаланилган.

Тадқиқотнинг илмий янгилиги қуйидагилардан иборат:

қайишқоқ материалларнинг деформацияланиш ва вибрацияни сўндириш хусусиятларини ҳисобга олган ҳолда жиннинг аррали цилиндри қайишқоқ элементли подшипник таянчига эга бўлган самарали, виброизоляция қилувчи конструкцияси ишлаб чиқилган;

аррали цилиндрнинг тебраниш амплитудаси, частотаси ва динамик коэффициентини ҳисоблаш формулалари таҳлили натижаларидан келиб чиқиб, аррали цилиндр тебраниш амплитудасининг айланиш частотаси ва қайишқоқ подшипникли таянч бикрлигига таъсири аниқланган;

аррали цилиндр вертикал силжиши ва тезлигининг ўзгариш қонуниятларини ҳисобга олган ҳолда аррали цилиндр тебраниш амплитудасига жинланаётган пахта массасининг таъсири аниқланган;

қайишқоқ таянчли подшипник динамик хусусиятларини инобатга олиб, аррали цилиндрни эгилишга ҳисоблашнинг аналитик усули ишлаб чиқилган;

асинхрон электр юритгич механик характеристикаси ва пахтанинг технологик қаршилигини инобатга олиб, аррали цилиндр юритиш механизми бўлган машина агрегатининг математик моделлари ишлаб чиқилган ва аррали цилиндр валидаги бурчак тезлик ва буровчи моментнинг пахта технологик қаршилигига боғлиқлиги аниқланган;

аррали цилиндрнинг айланма ва эгилиш тебраниш қонуниятлари резинали таянч бикрлигини ҳисобга олиб, аррали цилиндр валидаги буровчи момент ўзгаришининг жин иш унумига ва подшипникли таянч қайишқоқ элементи айланма бикрлик коэффициентига боғлиқлиги асослаб берилган;

тўлиқ омилли тажрибалар натижалари асосида қайишқоқ подшипникли таянчи бўлган аррали цилиндр параметрларининг оптимал қийматлари аниқланган.

Тадқиқотнинг амалий натижалари қуйидагилардан иборат:

жин машинаси қайишқоқ элементли подшипник таянчи бўлган аррали цилиндр конструкцияси ишлаб чиқилган;

аррали цилиндр айланиш частотаси, подшипникли таянчи қайишқоқ элементи учун резина бикрлиги ва маркаси (10-220) аниқланган;

тўлиқ омилли тажрибавий тадқиқотлар асосида қайишқоқ элементли таянч подшипникли аррали цилиндрнинг тола чиқишини оширадиган ва толадаги ифлослик ва нуқсонли аралашмалар массавий улушини камайтирувчи параметрлари ва ишлаш режимлари аниқланган.

Тадқиқот натижаларининг ишончлилиги. Аррали цилиндр ишлаш самарадорлигини ошириш бўйича вертикал тебранишларни камайтирадиган, тола чиқишини оширадиган ва толадаги ифлослик ва нуқсонли аралашмалар массавий улушини камайтирадиган конструкция ва параметрлари ишончлилиги назарий ва тажрибавий тадқиқот натижаларининг бир-бирига мос келиши, апробация ва жорий қилинишдаги ижобий натижалар, шунингдек натижаларни солиштириш, баҳолаш мезонларига кўра, уларнинг адекватлиги, ўтказилган тадқиқотларнинг ижобий натижалари ва уларнинг кўриб чиқиладиган фан соҳасидаги маълумотларига қиёсий таҳлили билан изоҳланади.

Тадқиқот натижаларининг илмий ва амалий аҳамияти. Тадқиқот натижаларининг илмий аҳамияти қайишқоқ элементли подшипникли таянчи бўлган аррали цилиндр айланма ва эгилиш тебраниш қонуниятлари аналитик ифодалари, аррали цилиндр вертикал силжиши ва тезлигининг ўзгариш қонуниятларини қайишқоқ элемент бикрлигига, айланиш частотаси, инерция

моменти ва пахтанинг жинлашдаги технологик қаршилигига боғлиқлик қонунятлари билан изоҳланади.

Тадқиқотнинг амалий аҳамияти қайишқоқ элементли подшипникли таянчи бўлган аррали цилиндрнинг титрашга барқарор, ресурстежамкор конструкцияси яратилгани, ҳамда аррали цилиндр тебранишларини камайтирадиган, тола чиқишини оширадиган ва толадаги ифлослик ва нуқсонли аралашмалар массавий улушини камайтирадиган параметрларининг аниқланганлиги билан изоҳланади.

Тадқиқотнинг натижаларининг жорий қилиниши. Аррали жин цилиндрлари учун қайишқоқ элементли подшипник таянчи ишлаб чиқиш бўйича олиб борилган тадқиқотлар натижалари асосида:

аррали жин цилиндрлари учун қайишқоқ элементли таянч подшипник конструкциясига Ўзбекистон Интеллектуал мулк агентлигининг фойдали моделга патент олинган («Айланиш валлари тебранишларини йўқотиш учун таянч», №FAP 01340-2018й). Натижада аррали вал эгилиши ва тебранишлари пасайиши ҳисобига аррали цилиндр вали, подшипниклар ҳамда корпус деталларининг ишлаш муддати 4,0÷4,5% мартага ошган ва шовқин сезиларли даражада пасайган;

қайишқоқ элементли таянчга эга бўлган аррали жин цилиндри «Ўзпахтасаноат» АЖ тизимидаги «Тўрақўрғон пахта тозалаш» корхонасида ўрнатилган («Ўзпахтасаноат» ОАЖнинг 2019 йил 18 октябрдаги 03-18/6057-сонли маълумотномаси). Натижада толадаги ифлослик ва нуқсонли аралашмалар массавий улуши миқдори ўртача 0,5% га, чигитнинг механик шикастланиш даражаси 0,2% га камайган, тола чиқиши 0,4% га ошган.

аррали цилиндрга мўлжалланган қайишқоқ элементли подшипник таянч конструкцияси «Мингбулок пахта тозалаш» корхонасида жорий қилинган («Ўзпахтасаноат» АЖнинг 2019 йил 18 октябрдаги 03-18/6057-сонли маълумотлари). Натижада толадаги ифлосликлар ва нуқсонли аралашмалар массавий улуши миқдори ўртача 0,3% га пасайган, чигитнинг механик шикастланиш даражаси 0,4% га камайган, тола чиқиши 0,2% га ортган. Тавсия қилинган жин аррали цилиндри қайишқоқ элементли таянчини қўллаш натижасидаги йиллик иқтисодий самарадорлик 77,1 млн. сўмга тенг.

Тадқиқот натижаларининг апробацияси. Тадқиқот натижалари 16 та илмий-техник конференцияларда, шу жумладан 9 та халқаро ва 7 та республика илмий анжуманларида, 3 та илмий семинарларда муҳокама қилинган.

Тадқиқот натижаларини нашр қилиниши. Диссертация материаллари асосида 29 та илмий ишлар чоп этилган. Шулардан, Ўзбекистон Республикаси Олий Аттестация Комиссияси томонидан нашрга тавсия этилган журналларда 12 та илмий мақола, шу жумладан 7 та хорижий журналларда мақола чоп этилган, 1 та фойдали моделга патент олинган.

Диссертациянинг тузилиши ва хажми. Диссертация кириш, 4 боб, хулосалар, адабиётлар рўйхати ва иловалардан ташкил топган. Диссертациянинг умумий хажми 116 бетни ташкил қилади.

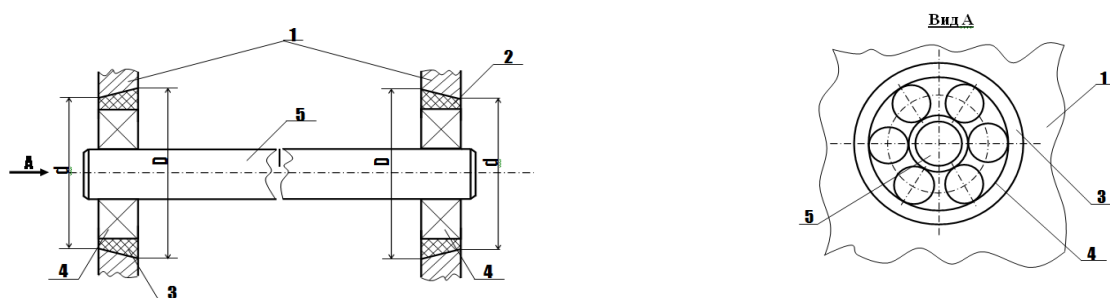
ДИССЕРТАЦИЯНИНГ АСОСИЙ МАЗМУНИ

Киришда ишнинг долзарблиги асосланган, тадқиқот объекти ва предмети, республика фан ва техника технологиясини ривожлантиришнинг устивор йуналиши тавсияланган, тадқиқотнинг илмий янгилиги ва амалий натижаларини белгиланган, олинган натижаларнинг илмий ва амалий аҳамияти очиб берилган, иш натижалари буйича амалиётга тадбиқ этилиши, нашр этилган ишлар ва диссертация тузилиши келтирилган.

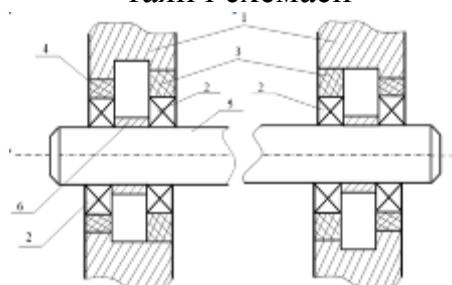
Диссертациянинг «**Аррали жинлаш техника ва технологиясини такомиллаштириш бўйича тадқиқотлар таҳлили**» деб номланган биринчи бобида аррали жин конструкцияларини такомиллаштириш ва параметрларини ҳисоблаш усуллари, шунингдек пахтани жинлаш технологиясини такомиллаштириш бўйича олиб борилган тадқиқотлар шарҳи кўриб чиқилган. Чет элда ва маҳаллий ишлаб чиқаришда аррали жин машиналари конструктив хусусиятлари таҳлил қилинган. 4ДП-130, 5ДП-130, «Continental eagle» ва МУ-171 аррали жинларнинг техник хусусиятларининг таҳлили берилган.

Аррали цилиндрларнинг конструктив элементларини ўрганиш асосида қайишқоқ таянчли подшипникли аррали цилиндр конструкцион схемалари ишлаб чиқилди (1 расм).

а). Айланувчи валлар тебранишларини сўндирувчи таянч



б). Айланувчи валлар тебранишларини ютиш учун икки қаторли қайишқоқ таянч схемаси



1-расм: Аррали цилиндр қайишқоқ элементли подшипниклар таянчлари схемалари.

Технологик жараён давомида айланадиган валга қуйидаги кучлар таъсир қилади: юритувчи куч моменти, оғирлик кучи, мувозанатланмаган массаларнинг инерция кучи, ишқаланиш кучлари, технологик босимлар ва бошқалар. Натижавий кучни ташкил этувчи кучлар радиал ва ўқ бўйича йўналтирилади. Ушбу кучлар подшипник 4 ва қайишқоқ втулкалар 2 ва 3 орқали корпус 1 га таъсир қилади.

Бунда 2 ва 3 қайишқоқ втулкаларнинг мавжудлиги ушбу кучларнинг корпус 1 га таъсирини сезиларли даражада камайтиради. Бундан ташқари, кучларнинг радиал ташкил этувчиси туфайли вал 5нинг эгилиши сезиларли даражада камаяди. 2 ва 3- қайишқоқ втулкаларнинг d ва D асосларининг диаметрлари кесилган конус шаклида бажарилиши, ўқ бўйича таъсир кучларини сундиришга имкон беради. Валларнинг қайишқоқ элементлари бўлган таянчлардан фойдаланиш, айланадиган валларнинг тебраниши туфайли тебранишларни тегишли машиналар ва механизмларнинг корпусларига таъсирини камайтиради. Шунинг учун ушбу машиналар ва механизмларнинг тебраниш ва шовқин чиқариш хусусиятлари сезиларли даражада камаяди. Ички подшипник 4 нинг қайишқоқ втулка 2 қалинлиги h_e , ташқи подшипник 4 нинг қайишқоқ втулкаси 3 қалинлигидан ($h_e > h_n$) каттароқдир:

$$h_e = \frac{D_{en} - D_{ee}}{2}; \quad h_n = \frac{D_{nn} - D_{ne}}{2}; \quad (1)$$

бу ерда D_{en} , D_{ee} , D_{nn} , D_{ne} - ички 2 ва ташқи 3 қайишқоқ втулкаларнинг ташқи ва ички диаметрлари.

Диссертациянинг "**Жиннинг подшипникларини қайишқоқ таянчли аррали цилиндри параметрларини ҳисоблашнинг назарий асослари**", деб номланган иккинчи бобида таянчнинг бикрлиги ва тасодифий технологик кучнинг таъсирини ҳисобга олган ҳолда, аррали цилиндрининг тебранишлар амплитудасини аниқлаш бўйича назарий тадқиқотлар натижалари берилган. Цилиндрининг арра тишларига илашган пахта массасини ҳисобга олган ҳолда вертикал аррали цилиндрининг тебраниш амплитудаси ушбу ифодада келтирилган:

$$A = \frac{(m_u + m_{xe})}{2(c_1 + kc_2) \left| 1 - \frac{\omega_u^2}{\omega_0^2} \right|}, \quad c_0 = \sqrt{\frac{c_1 + kc_2}{m_u + m_{xe}}} \quad (2)$$

k -аррали цилиндр валининг подшипниги конуссимон қайишқоқ таянчи бикрлигининг ночизиқлик коэффиценти, c_1 -конуссимон втулка бикрлик коэффицентининг чизиқли компоненти, kc_2 – втулка ночизиқли компоненти.

Системанинг динамиклик коэффиценти қуйидаги ифодадан аниқланади:

$$K_{дин} = \frac{R_{дин}}{R_{ст}} = \frac{c_1 + kc_2}{|(c_1 + kc_2) - \omega_u^2(m_u + m_{xe})|} \quad (3)$$

Масаланинг сонли ечимига асосланиб, аррали цилиндр бурчак тезлигининг ошиши унинг тебраниш амплитудасининг ночизиқли қонуниятда ўсишига олиб келиши аниқланди. Шундай қилиб, ω_u 68 c^{-1} дан 80,2 c^{-1} гача ўзгарганда, тебраниш амплитудаси $0,205 \cdot 10^{-3}$ м дан $0,61 \cdot 10^{-3}$ м га кўтарилади. Бунда тишларга илашган пахта толаси масаси 0,35 кг гача оширилса, агарда бу масса 0,75 кг бўлса, тебраниш амплитудаси $0,42 \cdot 10^{-3}$ м дан $1,409 \cdot 10^{-3}$ м гача кўтарилади.

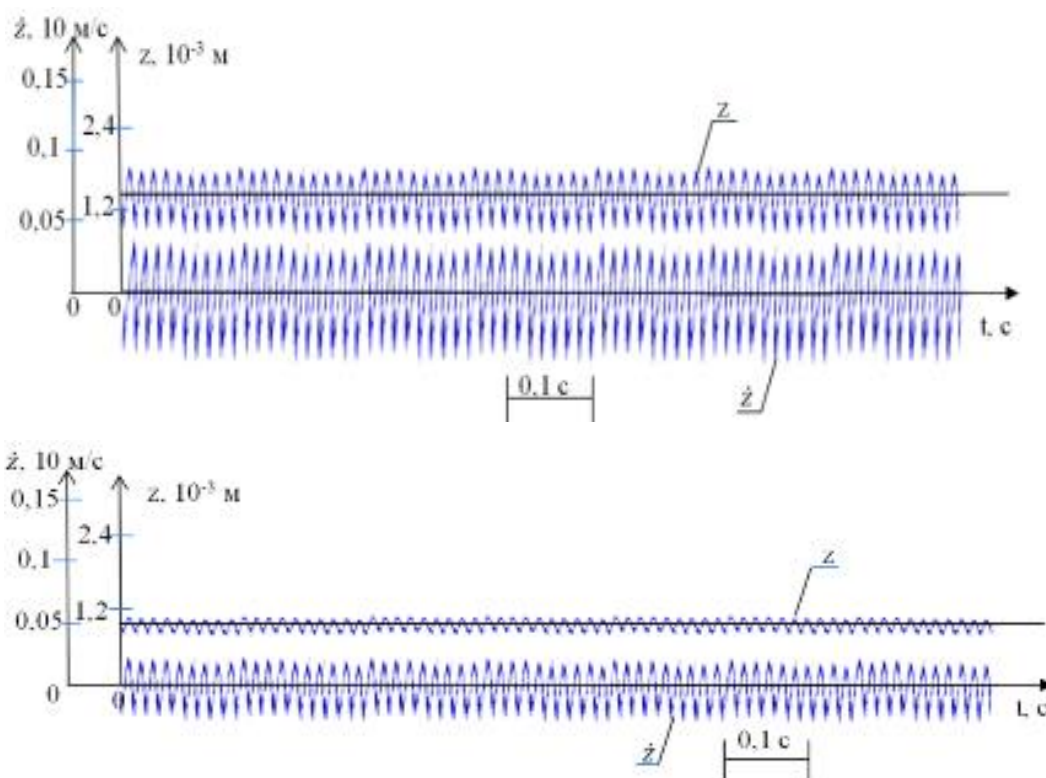
Натижаларни ҳисобга олганда, аррали цилиндр валида қайишқоқ элементи бўлган подшипникли таянчни қўллашда максимал эгилиш $(0,3 \div 0,38) \cdot 10^{-3}$ м бўлади. Ушбу қийматларни таъминлаш учун тавсия этилган қийматлар қуйидагилардан иборат: $m_{xe} = (0,35 \div 0,4) кг$; $\omega_u = (7,4 \div 7,8) \cdot 10 c^{-1}$.

ω_y камайиши ва коэффициент $k=0,2$ ва $\omega_y = 70 \text{ c}^{-1}$ га бўлса, аррали цилиндр тебраниш амплитудаси $0,11 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ гача пасаяди ва цилиндрнинг тебранишини $(0,3 \div 0,38) \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ни оралиғида таъминлаш учун конус шаклидаги қайишқоқ подшипник таянчини ҳисобга олган ҳолда қуйидагилар тавсия этилади: $c_n = (5,4 \div 6,0) \cdot 10^4 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$, $\omega_y = (7,4 \div 7,8) \cdot 10 \text{ c}^{-1}$; $k = 0,2 \div 0,4$.

Ишлаш жараёнида, қайишқоқ таянчнинг деформацияси туфайли, аррали цилиндрнинг эгилиши ҳам минималлашади. Аммо, шу билан бирга, аррали цилиндрда кичик вертикал тебранишлар мавжуд бўлади. Жинланаётган пахтанинг технологик кучини ҳисобга олган ҳолда, бу тебранишлар тасодифий бўлади. Цилиндр тебранишлари қуйидаги дифференциал тенгламалар билан тавсифланади:

$$m_y \frac{d^2 z}{dt^2} + b_n \frac{dz}{dt} + (c_1 + kc_2)z = F_0 + \delta F_0 \quad (4)$$

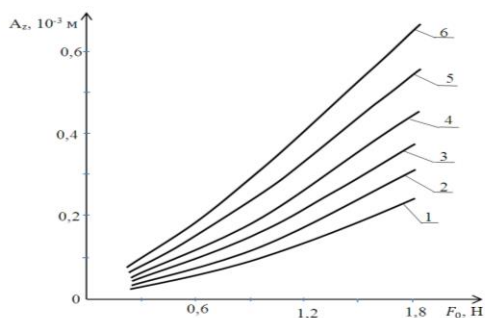
бу ерда, $F_0, \delta F_0$ – пахта толаси массасидан арра цилиндри мажбурий тебраниш қилувчи кучнинг ўртача қиймати ва тасодифий ташкил этувчи куч.



2-расм. Арра цилиндрининг қайишқоқ таянчли подшипникли таянч бикрлигининг хар хил қийматларида аррали цилиндр вертикал тебранишларининг ўзгарувчанлик қонунияти

c_1 – бикрлик коэффициентининг чизиқли ташкил этувчиси, kc_2 – бикрлик коэффициентининг ноизиқли ташкил этувчиси, m_c – цилиндрининг массаси, b_n – цилиндрининг қайишқоқ таянчли подшипникни диссипация коэффициенти.

(4) нинг сонли ечимни асосида, 2-расмда келтирилган аррали цилиндрининг подшипникни қайишқоқ таянчининг бикрлиги турли қийматлари учун вертикал тебранишлари ўзгариш қонунларини олдик:



3-расм. Аррали цилиндр силжишининг тебраниш амплитудаси ўзгаришининг пахта хом ашёси таъсир кучига боғлиқлик графиклари

z ва \dot{z} ўзгариш қонуниятини таҳлили қилиш (2-расм) шуни кўрсатдики, ташқи куч қанча катта бўлса, масса ортиши туфайли аррали цилиндр ўқининг статик силжиши шунчалик кўп бўлади. Ушбу куч $1,2 \text{ Н} \pm (0,05 \div 0,12) \text{ Н}$ бўлганда силжиш $1,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ га етади ва $1,8 \text{ Н} \pm (0,1 \div 0,18) \text{ Н}$ да эгилиши $1,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ га етади.

Олинган 3-расмдаги боғланиш графикларидан шуни кўриш мумкинки, юкланиш $0,25 \text{ Н}$ дан $1,8 \text{ Н}$ гача ортганда ва аррали цилиндр массаси $5,0 \cdot 10^2 \text{ кг}$ бўлганда

аррали цилиндр тебраниш амплитудаси $0,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ дан $0,252 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ гача ортади. Агарда аррали цилиндр массаси $3,75 \cdot 10^2 \text{ кг}$ гача камайса, аррали цилиндр силжиш амплитудаси $0,4 \cdot 10^{-4} \text{ м}$ дан $0,71 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ гача етади,

Шунинг учун аррали цилиндр тебраниш амплитудаси $0,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ дан ошмаслигини таъминлаш учун $m_{\text{ц}} \leq (3,75 \div 4,25) \cdot 10^2 \text{ кг}$ ва $F_0 \leq (1,0 \div 1,2) \text{ Н}$ қилиб олиш мақсадга мувофиқдир.

1- $m_{\text{ц}}=5,0 \cdot 10^2 \text{ кг}$ бўлганда; 2- $m_{\text{ц}}=4,75 \cdot 10^2 \text{ кг}$; 3- $m_{\text{ц}}=4,5 \cdot 10^2 \text{ кг}$; $m_{\text{ц}}=4,25 \cdot 10^2 \text{ кг}$; 5- $m_{\text{ц}}=4,0 \cdot 10^2 \text{ кг}$; 6- $m_{\text{ц}}=3,75 \cdot 10^2 \text{ кг}$ бўлганда.

Тадқиқотлар шуни кўрсатдики, подшипникнинг қайишқоқ втулкаси бикрлик коэффицентининг ошиши нафақат z ва \dot{z} тебраниш амплитудасининг пасайишига, балки цилиндрнинг тебраниш частотасининг ошишига олиб келади. Куч $1,8 \text{ Н}$ га кўтарилганда, Az қиймати нозизиқли қонуният бўйича $0,58 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ дан $0,22 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ гача камаяди. Шунга кўра, аррали цилиндр тезлигининг тебраниш амплитудаси ҳам нозизиқли ҳолда пасаяди ва аррали цилиндр подшипниги қайишқоқ элементли таянчининг бикрлик коэффиценти ортади (3-расмга қаранг). Подшипник қайишқоқ таянчи бикрлик коэффицентининг тавсия этилган қийматлари $c_1 = (5,0 \div 5,5) \cdot 10^4 \text{ Н/м}$; $c_2 = (0,1 \div 0,12) \cdot 10^4 \text{ Н/м}$, бунда тебраниш амплитудаси $Az = (0,09 \div 0,14) \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $A\dot{z} = (0,08 \div 0,11) \text{ м/с}$. оралиғида бўлиши таъминланади

Ишлаш жараёнда, цилиндр валининг эгилиши асосан цилиндр массасини катталигини, мавжуд ишчи камеранинг таъсир кучи, шунингдек, мувозанатланмаган массалар, шу жумладан арра тишлари томонидан илиб олинган толалар туфайли содир бўлади. Узунлиги l бўлган аррали цилиндрни йиғишда R радиусли дискларни сиқишда зарур куч талаб қилинади. Бундан ташқари, анъанавий усулдан фойдаланиб, аррали цилиндри валининг эгилишдаги бикрлигини кўйидаги ифодадан аниқланади:

$$C = (1 + h_g)(N + \lambda_q E_b F_b) R^2 \quad (5)$$

бу ерда, C -аррали цилиндр валининг эгилишдаги бикрлиги; h_g - дискларнинг қалинлиги; N -арралар орасидаги ишқаланиш таъсирининг

функцияси; λ_q -қайишқоқ деформация таъсирининг функцияси; $E_b F_b$ - қайишқоқлик модули ва кўндаланг кесим юзаси.

Юқоридаги методология ва ҳисоблаш натижалардан фойдаланиб тақидлаш лозимки, мавжуд конструкцияда арра цилиндр максимал эгилиши $(0,3 \div 0,5) \cdot 10^{-3}$ м бўлса, қайишқоқ таянчли подшипник ўрнатилган аррали цилиндрнинг эгилиши $(0,031 \div 0,053) \cdot 10^{-3}$ м бўлиши аниқланди, яъни эгилиш 10 маротабагача камайиши аниқланди.

Аррали цилиндр механизми бўлган машина агрегати динамикасини кўриб чиқишда пахтадан келаётган технологик қаршилик экспериментал тадқиқотлар натижаларига кўра ҳисобга олинди:

$$M_c = M_{n.u} \pm \delta(M_{n.u}) \quad (6)$$

бу ерда, $M_{n.u}$ – жинлаш жараёнидаги аррали цилиндр валидаги қаршилик моментининг ўртача қиймати; $\delta(M_{n.u})$ – жинлаш жараёнида қаршиликнинг ўзгариши ҳисобига $M_{n.u}$ моментнинг тасодифий ташкил этувчиси.

Иккинчи тартибли Лагранж тенгламасидан фойдаланиб, жин аррали цилиндр механизмини ўз ичига олган машина агрегати ҳаракатини ифодаловчи дифференциал тенгламаларни оламиз:

$$\frac{dM_{g\epsilon}}{dt} = 2M_k \omega_c - 2M_k p \frac{d\alpha_{g\epsilon}}{dt} - \omega_c S_k M_{gb}; J_n \frac{d^2 \dot{\alpha}_{n.u}}{dt^2} = M_{g\epsilon} - [M_{n.u} \pm \delta(M_{n.u})] \quad (7)$$

M_{gb} , M_k – юритгич валидаги момент ва унинг критик қиймати; $\frac{d\alpha_{g\epsilon}}{dt}$ – юритгич роторининг бурчак тезлиги; ω_c – тармоқнинг айланма частотаси; p – двигателнинг кутб жуфтларининг сони; S_k – силжишнинг критик қиймати, J_n – келтирилган инерция моменти.

Асинхрон юритгич параметрларининг ҳисоб қийматлари;

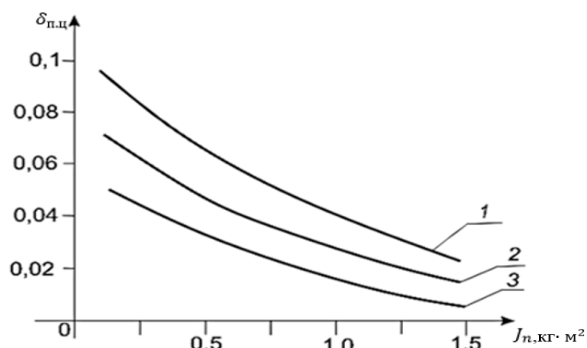
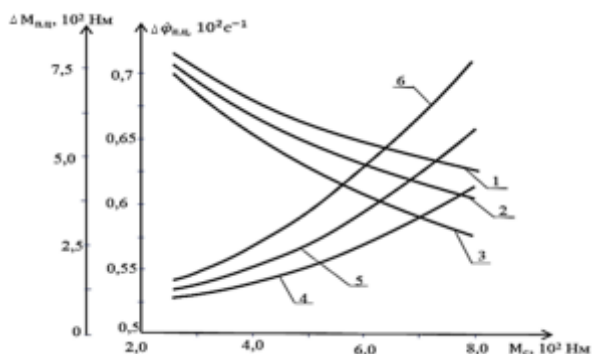
4A280M8У3 юритгич маркаси $P_{gb} = 75$ кВт, $n_{gb} = 730$ об/мин; $\omega_{gb} =$

$76,4$ с⁻¹, $f_c = 50$ Гц, $P = 4$; $\cos\phi = 0,85$; $\omega_k = 220$ В; $l = 2,0$; $M_n = 674,5$ нм; $M_k = 1349$ км, $S_n = 0,02$; $S_k = 0,075$; $J_n = 1,29$ кгм²

Олинган дифференциал тенглама (5) таҳлили шуни кўрсатдики, M_c нинг ортиши билан $\dot{\phi}_{n.u}$ ночизикли қонуниятда камаяди ва $M_{n.c}$ мос равишда ошади. Шундай қилиб, технологик қаршилик кучи моменти ўртача қиймати $2,8 \cdot 10^2$ Нм дан $7,92 \cdot 10^2$ га кўтарилиши билан, аррали цилиндр бурчак тезлигининг ўртача қиймати $0,739 \cdot 10^2$ с⁻¹ дан $0,631 \cdot 10^2$ с⁻¹ гача ортади. Бунда аррали цилиндрнинг инерция моменти $1,05$ кг·м² қилиб олинган.

Бундай ҳолда, $M_{n.u}$ – нинг ўртача қиймати $1,07 \cdot 10^2$ Нм дан $4,07 \cdot 10^2$ Нм га кўтарилади. Бунинг сабаби, аррали цилиндр инерция моментининг кичик қийматлари учун қаршилик кучининг $\dot{\phi}_{n.u}$ ўзгаришига таъсири сезиларли бўлиши билан изоҳланади. Инерция моменти $J_n = 1,5$ кг·м² бўлса, аррали цилиндрнинг бурчак тезлиги $0,592 \cdot 10^2$ с⁻¹ гача камаяди, момент $7,108 \cdot 10^2$ Нм га кўтарилади. Шуни таъкидлаш керакки, бурчак тезлигининг сезиларли

даражада пасайиши пахтани жинлаш самарадорлигининг пасайишига олиб келади. Шунинг учун тавсия этилган параметр қийматлари: $J_n = (1,0 \div 1,25) \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $M_c \leq (4,5 \div 6,5) \cdot 10^2 \text{ Нм}$, бунда $\dot{\varphi}_{н.ц} \geq (6,7 \div 7,0) \cdot 10^{-1}$ қилиб олинган.



1,2,3 $\dot{\varphi}_{н.ц} = f(M_c)$; 4,5,6 $M_{н.с} = f(M_c)$; 1,4- $J_n = 1,05 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$;
2,5- $J_n = 1,3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$;
3,6- $J_n = 1,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$;

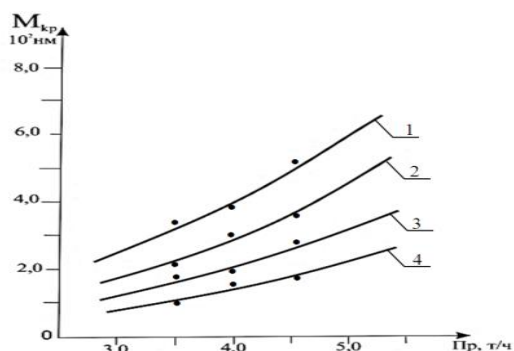
1- $M_c = 4,3 \cdot 10^2 \text{ Нм}$; 2- $M_c = 6,74 \cdot 10^2 \text{ Нм}$; 3- $M_c = 8,21 \cdot 10^2 \text{ Нм}$.

4-расм. Жиннинг аррали цилиндри валидаги айланиш моментни ва бурчак тезлигининг пахта хом-ашёсининг таъсири хисобига ўзгариши графиклари

5-расм. Аррали цилиндр бурчак тезлигининг нотекислик коэффициенти ўзгаришининг аррали цилиндр инерция моментни хисобига ўзгаришига боғлиқлик графиклари.

Маълумки, ишчи органнинг инерция моментни қанча катта бўлса, бурчак тезлигининг нотекислик коэффициенти шунча паст бўлади. Кўриб чиқиладиган ҳолат учун $\delta \leq (0,08 \div 0,09)$ ни таъминлаш учун $J_n = (1,0 \div 1,25) \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ қилиб танлаш тавсия этилади.

Диссертациянинг “Қайишқоқ элементли подшипникли таянчи бўлган цилиндр валининг буровчи моментни, частотасини ва тебраниш амплитудасини тажрибада аниқлаш”, деб номланган учинчи бобида қайишқоқ втулкали подшипник-ларга ўрнатилган аррали цилиндрнинг тавсия этилган конструкцияси экспериментал тадқиқотлари натижалари тақдим этилган.



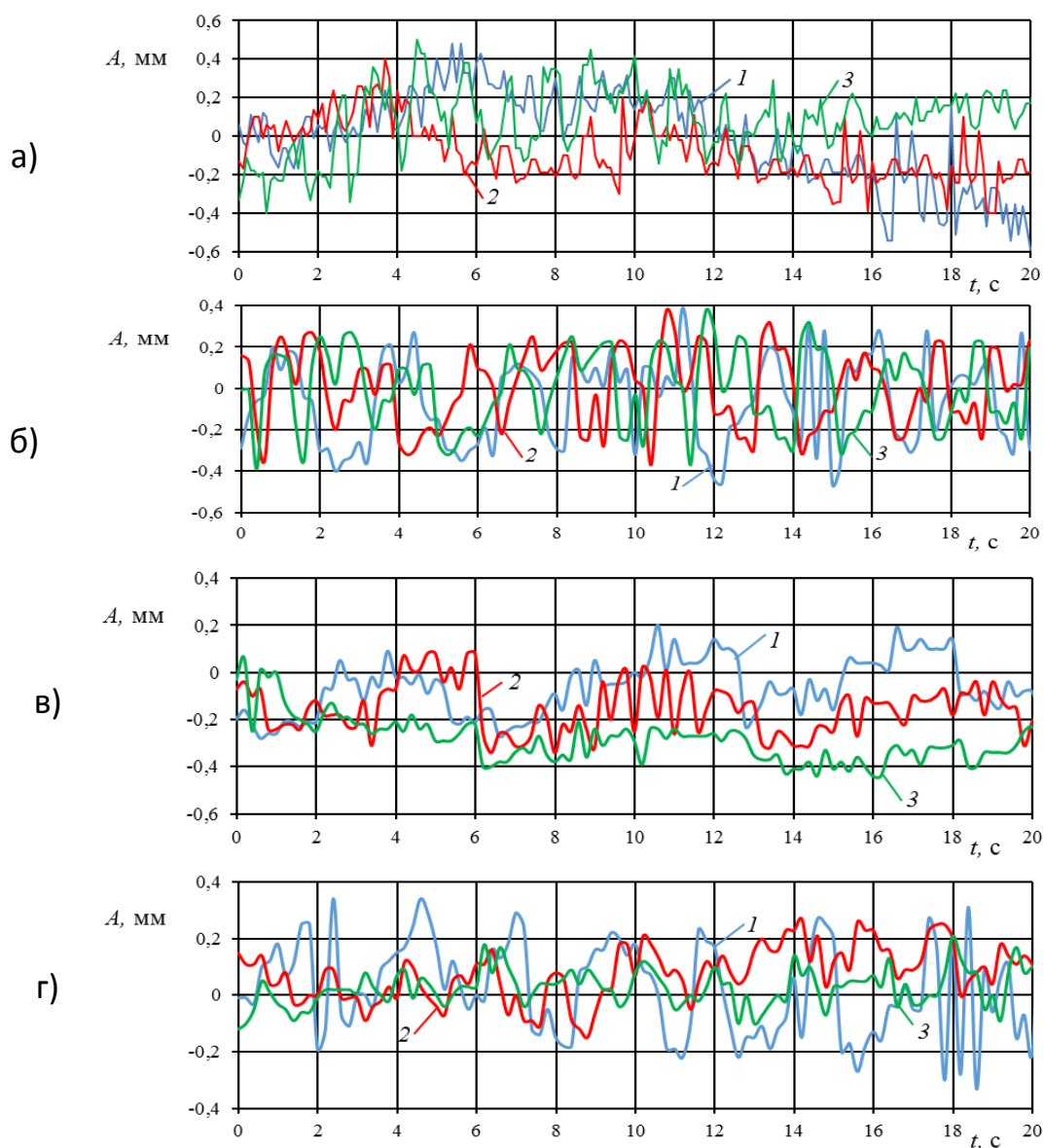
6-расм. Аррали цилиндр валидаги буровчи моментнинг машина иш унумининг ўзгаришига боғлиқлигини ифодаловчи графиклар

Қайишқоқ втулкали подшипникли аррали цилиндр валидаги буровчи моментни, айланиш частотаси ва валнинг тебраниш амплитудасини тажрибада аниқлаш учун махсус датчиклар ҳамда тензометрик усулдан фойдаланилди. Аррали цилиндрни махсус тажриба

моментни, айланиш частотаси ва валнинг тебраниш амплитудасини тажрибада аниқлаш учун махсус датчиклар ҳамда тензометрик усулдан фойдаланилди. Аррали цилиндрни махсус тажриба

нухаси тайёрланди ва параметрларини ўлчаш электротензометрик схемага асосан амалга оширилди. Тажрибавий изланишлар асосида осциллограммалар ва боғланиш графиклари олинди.

Осциллограммалар таҳлилига асосан мавжуд машинада иш унуми 3,5 т/соат бўлганда буровчи момент 300 Нм бўлади, иш унуми 4,5 т/соат бўлганда 720÷750 Нм гача ортади. Тавсия қилинган резина втулкали подшипникли аррали цилиндр қўлланилганда буровчи момент сезиларли даражада камаяди. Втулка 6308- ТМКЩиС маркали резинадан тайёрланганда, иш унуми 4,5 т/соат бўлганда буровчи момент (370÷420) Нм оралиғида ўзгаради, 7317 маркали резинадан фойдаланилганда буровчи момент (250÷270) Нм оралиғида бўлади.



1,2 и 3-мос равишда 3,5т/с; 4,0т/с; 4,5т/с;

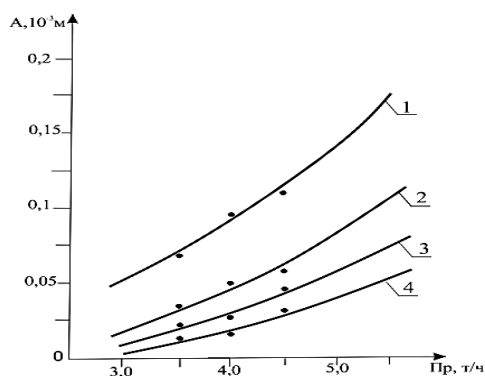
а) сериядаги вариант, б) 7317 в) 10-220; г) 6308-ТМКЩиС маркали резиналар қўлланилган

7-расм. Жин аррали цилиндр валининг тебранишларини тавсифловчи осциллограммалар, $\omega_4 = 76,4 \text{ с}^{-1}$ бўлганда

Қайишқоқ таянч қўлланилганда буровчи момент ва тебраниш амплитудаси (50÷55) Нм оралиғида камайтирилса, буровчи момент ўртача (35÷40)% камайиши кузатилди. (6-расм). Иш унуми $3,51 \cdot 10^2$ Нм дан $6,23 \cdot 10^2$ гача ортса, 7317 маркали резина қўлланилганда буровчи момент аррали цилиндр валида $3,82 \cdot 10^2$ Нм дан $4,1 \cdot 10^2$ Нм гача ортади, бу натижалар 6308-ТМКҚиС маркали резина қўлланилганда $1,22 \cdot 10^2$ Нм га ортади. Бу эса, аррали цилиндр валидаги буровчи моментни камайтириш учун подшипникнинг резинали втулкаси учун кичик қийматдаги айланма бикрлиги бўлган резина маркасидан фойдаланиш мумкинлигини билдиради, бунда энг мақбул вариант сифатида 10-220 маркали резинани танлаш мақсадга мувофиқдир.

7-расмда жин аррали цилиндри валини $\omega_y = 76,4c^{-1}$ бўлгандаги эгилиш тебранишларини тавсифловчи осциллограммалар кўрсатилган. Экспериментал тадқиқотлардан олинган осциллограммаларни қайта ишлаш асосида, аррали цилиндр валининг эгилиш тебранишлари амплитудаси ўзгаришининг жин иш унумига боғлиқлик графиклари курилди.

Графиклар таҳлили шуни кўрсатдики, жинлаш унумдорлигини 3,5 т/соат дан 4,5 т/соатгача кўтарилиши, мавжуд аррали цилиндр вали эгилиши тебранишлари амплитудаси $0,077 \cdot 10^{-3}$ м дан $0,179 \cdot 10^{-3}$ м гача ўсишига олиб келади. 6308-ТМКҚиС резинадан тайёрланган қайишқоқ таянчдан



8-расм. Аррали цилиндр валининг эгилиш тебранишлари амплитудаси ўзгаришининг жин иш унуми боғлиқлик

фойдаланганда, аррали цилиндрининг эгилиш тебранишлари амплитудаси $0,071 \cdot 10^{-3}$ м га етади ва 7317 маркали резинадан фойдаланилганда амплитуда $0,022 \cdot 10^{-3}$ м га етади. Эгилиш амплитудаси қийматини $A \leq (0,02 \div 0,03) \cdot 10^{-3}$ м дан ошмаслиги учун 10-220 резина маркасини аррали цилиндр қайишқоқ таянч сифатида ишлатиш тавсия этилади.

Бу ерда, 1-аррали цилиндр подшипник таянчининг сериядаги варианты; 2-резина маркаси - 7317 қўлланганда; 3-резина маркаси - 10-220 қўлланганда; 4-6308-ТМКҚиС резина маркасидан тайёрланганда. Аррали цилиндр тезлиги $65 c^{-1}$ дан $76,4 c^{-1}$ гача ортса, эгилиш тебранишлари амплитудаси ҳам ортади ($(0,045 \div 0,052) \cdot 10^{-3}$) м. Шунинг учун тавсия этилган параметрларнинг қийматлари:

$$\omega_4 = (74 \div 77)c^{-1}; A = (0,02 \div 0,03) \cdot 10^{-3} м, C_n \geq (6,2 \div 6,6) \cdot 10^4 Н/м.$$

Аррали цилиндр валининг қайишқоқ втулкали подшипникли таянчи параметрларининг мақбул қийматини аниқлаш учун тўлиқ омилли тажрибалар ўтказилди.

Қабул қилинган кирувчи омиллар: X_1 - машинанинг иш унуми, X_2 - резина бикрлиги, X_3 - пахта намлиги, бунда чиқиш параметрлари

сифатида толадаги ифлослик ва нуқсонли аралашмалар массавий улуши ва тола чиқиши қабул қилинди.

Олинган регрессия тенгламалари: толадаги ифлослик ва нуқсонли аралашмалар массавий улуши бўйича:

$$Y_1 = 3.102 + 0.548X_1 - 0.097X_2 + 0.665X_3 + 0.385X_1^2 + 0.429X_1X_2 + 0.4X_2^2 - 0.398X_2X_3 + 0.603X_3^2$$

Тола чиқиши бўйича:

$$Y_2 = 30.121 + 0.423X_1 + 0.480X_2 - 0.495X_3 - 0.620X_1^2 + 0.284X_1X_2 - 0.31X_1X_3 - 0.364X_2^2$$

Тўлиқ омилли тажрибалар натижаларини таҳлил қилиш асосида система кириш параметрларининг қийматлари аниқланди ва тавсия қилинди: иш унумдорлиги - 4210 кг /с, подшипник резина таянч бикрлиги - 93,5 Шор А; пахта намлиги - 8,5%.

Диссертациянинг **“Жинларнинг ишлаб чиқилган қайишқоқ подшипник таянчли аррали цилиндр конструкциясини ишлаб чиқариш синовлари ва иқтисодий самарадорлиги”**, деб номланган тўртинчи бобида, Тўрақўрғон ва Мингбулоқ пахта тозалаш корхоналарида модернизация қилинган аррали жин машинаси цилиндри қийишқоқ элементли подшипник таянчини ресурстежамкор, титрашга барқарор конструкциясини ишлаб чиқаришда қўлаш натижалари таҳлили ва иқтисодий самарадорлиги келтирилган. Мингбулоқ пахта тозалаш корхонасида ўтказилган синовлар натижасида тавсия қилинган аррали жин цилиндр вали қайишқоқ таянчли подшипник конструкциялари қўлланилганда мавжудга конструкцияга нисбатан жинланган толадаги ифлосликлар ва нуқсонли аралашмалар массавий улуши 0,3%, толани механик шкастланиши 0,4%, чигит тукдорлиги 0,3% га камайганлиги ва толани чиқиши 0,2% ошди.

Шу билан бирга, подшипниклар ва корпус деталларини ишлаш муддати 4,5 барабар ошди, шовқин сезиларли даражада камайди. Аррали жин цилиндрини такомиллаштириш асосида корхона бўйича йиллик иқтисодий самара 77,1 миллион сўмни ташкил этди.

ХУЛОСА

1. Аррали жинларни ишлаш жараёни таҳлили натижасида аниқландики, жинни асосий ишчи органи бўлган аррали цилиндр ишлаш давомида эгилади, бу эса жинлаш технологиясига салбий таъсир кўрсатади. Аррали цилиндрининг тебраниши ҳисобига таянч подшипниклари тез ишдан чиқади. Қайишқоқ элементли подшипник таянчларининг қўланиши вал тебранишларини сезиларли даражада ютилишини таъминлайди ва арра жин цилиндри ҳамда подшипникларнинг ишлаш муддатини оширади.

2. Аррали цилиндр параметрларининг ва таянч бикрлигини тебранишлар амплитудасига таъсири ўрганилганда. Цилиндр тебраниш амплитуда унинг айланиш частотаси ва қайишқоқ подшипникли таянч бикрлигига боғлиқлиги аниқланди, ҳамда аррали цилиндрининг тебранишини $(0,3 \div 0,38) \cdot 10^{-3} \text{ м}$ оралиғида таъминлаш учун унинг айланиш частотаси $\omega_u = (7,4 \div 7,8) \cdot 10 \text{ с}^{-1}$; бўлганда конус шаклидаги қайишқоқ подшипник таянчининг қуйидаги параметрлари тавсия этилади: $C_{\text{п}} = (5,4 \div 6,0) \cdot 10 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$.

$k=0,2\div 0,4$. (C_{Π} – қайишқоқ элемент бикрлиги; k -бикрликнинг ночизиклилик коэффициенті).

3. Подшипникларнинг қайишқоқ таянчлари бикрлигини ва жинланаётган пахтани технологик қаршилигини инобатга олиб, аррали цилиндрнинг вертикал тебраниши математик модели олиниб, унинг асосида аррали цилиндрнинг вертикал тебранишлари силжиши цилиндр тезлигининг ўзгаришига ва аррали цилиндрнинг тебраниш амплитудаси жинланаётган пахтадан келаётган таъсирга боғлиқ энанлиги аниқланди.

4. Подшипникли таянч қайишқоқ элементи бикрлик коэффициентини ошириш нафақат аррали цилиндр тебраниш амплитудаси ва тезлигининг камайишига, балки аррали цилиндр тебраниш частотасини ортишига олиб келиши аниқланди. Бу ўз навбатида подшипникли таянч қайишқоқ элементнинг статик деформация қийматини ҳам камайтиради. Қайишқоқ таянчларнинг айланма бикрлик коэффициентининг ўзгариши ҳисобига аррали цилиндрнинг вертикал силжиши ва тезлигининг тебранишлар амплитудасининг ўзгаришига олиб келади.

5. Аррали цилиндрнинг эгилиши аналитик усулда ўрганилганда мавжуд конструкциядаги аррали цилиндрнинг максимал эгилиши $(0,3\div 0,5) \cdot 10^{-3}$ м бўлиши, тавсия қилинган қайишқоқ элементли таянч конструкциясида эгилиш $(0,03\div 0,053) \cdot 10^{-3}$ м бўлиши яъни эгилиш 10 мартабагача камайишини кўрсатади.

6. Асинхрон электр юритгич механик характеристикаси ва жинланаётган пахта технологик босимини инобатга олиб аррали цилиндр юритиш механизми бўлган машина агрегатининг математик моделлари тузилиб, таҳлил қилинганда аррали цилиндрнинг тебранишлар камровининг ўзгариш қонуниятлари асосида тасодифий тебранишлар $\Delta\dot{\varphi}_{n,u}$, $\Delta\ddot{\varphi}_{n,u}$, ва $\Delta\dot{M}_{n,u}$ ни камайтириш учун, M_c ни $(5,5\div 6,5) \cdot 10^2$ Нм га камайтириш мақсадга мувофиқ экани аниқланди. Аррали цилиндр бурчак тезлигини нотекистик коэффициентини $\delta \leq (0,08\div 0,09)$ ни таъминлаш учун инерция моментини $J_u = (1,0\div 1,25) \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ қилиб олиш тавсия этилди.

7. Жиндаги аррали цилиндр валининг буровчи моменти қийматларини тензометрик ўлчаш усулида ўрганилганда унинг жин иш унумига ва подшипникли таянч қайишқоқ элементи айланиш бикрлик коэффициентининг ўзгаришига боғлиқлиги аниқланди. Подшипникли таянч қайишқоқ элементнинг айланиш бикрлик коэффициентининг энг маъқул қийматлари $(0,68\div 0,92) \cdot 10^3$ Нм/рад, (резина тури 10-220) бўлиши ва бунда тебранишлар моменти камрови $(0,6\div 0,075) \cdot 10^2$ Нм дан ошмаслиги асослаб берилди.

8. Жин иш унуми, аррали цилиндр айланиш тезлиги ва таянчнинг қайишқоқ элементининг айлана бикрлиги ўзгариши аррали цилиндр валининг эгувчи тебранишлари ўзгаришига олиб келиши аниқланди. Жин иш унуми ва аррали цилиндр бурчак тезлиги ва қайишқоқ элементли таянчнинг бикрлик коэффициентининг ўзгариши аррали цилиндр валининг эгилишдаги тебранишлари амплитудасининг ўзгаришиникелтириб чиқариши асослаб берилди. Тавсия этилган параметр қийматлари қуйидагилар ҳисобланади:

$$\omega_4 = (74\div 77) \text{ с}^{-1}; A = (0,02\div 0,03) \cdot 10^{-3} \text{ м}, C_{\Pi} \geq (6,2\div 6,6) \cdot 10^4 \text{ Н/м}.$$

9. Кўп омилли тажриба тадқиқотлари асосида қуйидаги параметрлар тавсия қилинди: иш унуми-4210 кг/с; подшипник втулкасининг қайишқоқ таянч бикрлиги-93,5 Шор А (резина маркаси 10-220); пахта намлиги-8,5%.

10. Мингбулоқ пахта тозалаш корхонасида ўтказилган синовлар натижасида тавсия қилинган аррали жин цилиндр вали қайишқоқ таянчли подшипник конструкциялари қўлланилганда мавжудга конструкцияга нисбатан жинланган толадаги ифлосликлар ва нуқсонли аралашмалар массавий улуши 0,3%, толани механик шкастланиши 0,4%, чигит тукдорлиги 0,3% га камайганлиги ва толани чиқиши 0,2% ошди. Шу билан бирга, подшипниклар ва корпус деталларини ишлаш муддати 4,5 баравар ошди, шовқин сезиларли даражада камайди. Аррали жин цилиндрини такомиллаштириш асосида корхона бўйича йиллик иқтисодий самара 77,1 миллион сўмни ташкил этди.

**НАУЧНЫЙ СОВЕТ ПО ПРИСУЖДЕНИЮ УЧЕНОЙ СТЕПЕНИ
PhD.03/30.12.2019.Т.66.01 ПРИ НАМАНГАНСКОМ
ИНЖЕНЕРНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОМ ИНСТИТУТЕ**

**АНДИЖАНСКИЙ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЙ ИНСТИТУТ
НАМАНГАНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ**

ХУДАЙКУЛОВ ШАВКАТБЕК СОЙИБЖАНОВИЧ

**РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ И ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ
ПИЛЬНОГО ЦИЛИНДРА ДЖИНА С УПРУГОЙ ПОДШИПНИКОВОЙ
ОПОРОЙ**

**05.02.03 – Технологические машины. Роботы, мехатроника и робототехнические
системы**

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

Тема диссертации доктора философии (Doctor of Philosophy) по техническим наукам зарегистрирована в Высшей аттестационной комиссии при Кабинете Министров Республики Узбекистан за № В2019.4.PhD/T461.

Диссертация выполнена в Андижанском машиностроительном институте и Наманганском государственном университете.

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

Научный руководитель:

Джураев Анвар Джураевич
доктор технических наук, профессор

Официальные оппоненты:

Ахмедходжаев Хамит Турсунович
доктор технических наук, профессор

Салимов Алишер Машраббевич
доктор технических наук, профессор

Ведущая организация:

Бухарский инженерно-технологический институт

Защита диссертации состоится 29 июня 2020 года в 11⁰⁰ часов на заседании Научного совета PhD.03/30.12.2019.T.66.01 при Наманганском инженерно-технологическом институте по адресу: 160115, г. Наманган, ул. Касансайская-7, Административное здание Наманганского инженерно-технологического института, 1-этаж, малый зал совещаний, тел: (69) 228-76-68, факс: (69) 228-76-75, e-mail: niei_info@edu.uz.

С диссертацией можно ознакомиться в Информационно-ресурсном центре Наманганского инженерно-технологического института (зарегистрирована под №375).

Адрес 160115, г. Наманган, ул. Касансайская-7, тел. (69) 228-76-68.

Автореферат диссертации разослан 16 июня 2020 года. (реестр протокола рассылки № 14 от 16 июня 2020 года).

Р.Мурадов

Председатель научного совета по присуждению ученых степеней, доктор технических наук, профессор

О.Ш. Саримсаков

Ученый секретарь научного совета по присуждению ученых степеней, доктор технических наук, профессор

К.М. Холиков

Председатель научного семинара при научном совете по присуждению ученых степеней, доктор технических наук

ВВЕДЕНИЕ (аннотация диссертации доктора философии (PhD))

Актуальность и востребованность темы диссертации. Хлопковое волокно является основным сырьем текстильной промышленности и на мировом рынке возрастают потребности на изготавливаемого из него продукцию. По данным Международного консультативного комитета (ICAC) «цены на хлопок оставались высокими в сезоне 2017/18 году в среднем на 84,63 цента за фунт до конца сезона, мировая площадь под хлопком составляла в среднем 32,4 миллиона гектаров, а выработанное волокно составило 25,68 млн. тонн, при этом ожидается рост мирового потребления хлопка до 26,7 млн. тонн»¹. При этом такие государства, как Бангладеш, Китай, Турция, Индонезия являются ведущими по импорту хлопкового волокна. В данном направлении особое внимание уделяется повышенному требованию к хлопковому волокну и его качеству, разработке новой ресурсосберегающей техники и технологии, обеспечивающей снижение себестоимости и повышение качества хлопковой продукции. Наряду с этим за рубежом расширение производства текстильной продукции из хлопкового волокна остается одной из важнейших задач.

В мире проводится много научно-исследовательских работ по усовершенствованию техники и технологии первичной обработки хлопка, в т.ч., повышению эффективности работы пильного джина, который является основной технологической машиной хлопкоочистительных предприятий. Причем, особое значение имеет повышение производительности машины, за счет использования ресурсосберегающих рабочих узлов, обеспечения их прочности и эксплуатационной надежности, разработка математических моделей процессов переработка хлопка, с помощью которых можно оптимизировать параметры при сохранении естественного качества вибратаваемого хлопкового волокна. Вместе с этим, необходимо разработка новых ресурсосберегающих конструкций элементов пильного джина, обеспечивающих параметров, сохранение качество волокна, снижающих степень вибрации и шума, а также потребляемой энергии.

В нашей республике осуществляются комплексные меры по развитию хлопковой отрасли, модернизации и техническому перевооружению хлопкоочистительных предприятий, повышения рентабельности производства при переработке хлопка-сырца, а также обеспечению конкурентоспособности выпускаемой продукции. В Стратегии действий развития Республика Узбекистан на 2017-2021 годы определены задачи, в частности по «...повышению конкурентоспособности национальной экономики, уменьшению расходов энергии и ресурсов, широкому внедрению энергосберегающих технологий...»². В связи с поставленными задачами, одной из важных является, разработка новой конструкции пильного

¹ Cotton: Review of the World Situation' Articles Address Governance and Cotton Price Trends.– NY. 26 september. 2018. <http://www.ICAC.org>.

² Постановление Президента Республики Узбекистан от 14 июля 2018 г. №ПП–3855 «О дополнительных мерах по повышению эффективности коммерциализации научной и научно–технической деятельности». <http://www.lex.uz/search/nathactnum 3855>.

цилиндра джина с упругой подшипниковой опорой, позволяющей ресурсосбережение, сохранение прочностных характеристик волокна, снижение вибраций и шума, увеличение производительности машины и выхода волокна с максимальным сохранением его природных свойств.

Данное диссертационное исследование в определенной степени служит выполнению задач, предусмотренных в Указе Президента Республики Узбекистан УП-4947 от 7 февраля 2017 года «Стратегия действий по пяти основным направлениям развития Республики Узбекистан на 2017-2021 годы» и в постановлении ПП-4707 от 4 марта 2015 года, постановление Кабинета Министров Республики Узбекистан № 253 от 31 марта 2018 года «О дополнительных мерах по организации деятельности хлопково-текстильных производств и кластеров», «О программе мер по структурному преобразованию, модернизации и диверсификации производства продукции в промышленности на 2015-2019 годы» и в постановлении ПП №4408 от 28 ноября 2017 года «О мерах совершенствования системы управления хлопководческой структуры», а также в других нормативно-правовых документах, принятых в данной сфере.

Соответствие исследования с приоритетными направлениями развития науки и технологий республики. Данное исследование выполнено в соответствии с приоритетным направлением развития науки и технологий республики по направлению: II. «Энергетика, энергия и ресурсосбережение».

Степень изученности проблемы. Решения задач по совершенствованию рабочих органов пильного джина, повышению ресурсосбережения, производительности машины, прочности рабочих органов, привода и получения качественной продукции рассмотрены в работах зарубежных ученых E. Whitney, S.Z.Hall, T. Elliot, S.E.Hughs, R.N.Rakoff, A.V.Stanley, R.G.Hardin, P.A.Funk и др.

В нашей республике ученые, такие как Р.Г.Махкамов, И.Т.Макудов, А.Е.Лугачев, М.Тиллаев, М.Агзамов, Б.М.Марданов, Н.З.Камолов, А.П.Парпиев, Х.Т.Ахмедходжаев, А.Джураев, Р.Муродов, Р.Сулаймонов, О.Саримсаков, К.Собиров, И.Собиров, М.Абдувохидов, Ш.П.Алимухамедов, Д.Мухаммадиев, С.З.Юнусов, а также другими учеными проводились комплексные научные исследования по повышению производительности пильного джина, снабжению его ресурсосберегающими узлами, рабочими органами и снижению энергозатрат в процессе джинирования хлопка.

Анализ проведенных исследований по пильным джинам показал, что исследования проводились в основном по технологии джинирования, по определению диаметра пильных дисков, размеров колосника, рабочей камеры, изучению процессов семявыделения, съема и отвода волокон, технологических зазоров и регулирования питания хлопком. Однако, вопросы разработки конструкции ресурсосберегающих пильных цилиндров и их узлов, механизмов привода, подшипниковых опор при обосновании их параметров на основе глубоких динамических теоретико – экспериментальных исследований не достаточно изучены.

Связь темы диссертации с научно – исследовательскими работами высшего образовательного учреждения, где выполнена диссертация. Исследования по теме диссертации проведены в рамках следующих проектов Андижанского машиностроительного института: инновационный проект И-2016-2-20 «Разработка и внедрение ресурсосберегающих конструкций пыльных цилиндров с амортизационными элементами в подшипниковых опорах машин хлопкопереработки» (2016-2017); фундаментальный проект ОТ-Ф2-61 «Создание научных основ расчета новых рычажных механизмов с составными кинематическими парами с упругими элементами основных технологических машин текстильной и легкой промышленности» (2018-2020); прикладных проектов ЁА-3-05 «Разработка эффективной энергосберегающей конструкции пыльного джина» (2012-2013); и А-3-34 «Экспорториентированный пыльный джин, оснащённый рабочей камерой, работающей по новому способу дженирования» (2015-2017).

Целью исследования является разработка виброустойчивой, ресурсосберегающей конструкции и обоснование параметров пыльного цилиндра джина с упругой подшипниковой опорой.

Задачи исследования:

разработка конструкции упругой подшипниковой опоры пыльного цилиндра джина;

рассчитать амплитуду и частоту колебаний пыльного цилиндра с учетом жесткости упругой опоры и частоты вращения пыльного цилиндра;

аналитическим методом определение вертикальных перемещений и скоростей пыльного цилиндра;

определение закономерности крутильных и изгибных колебаний вала пыльного цилиндра с учетом упругой подшипниковой опоры;

разработка динамической и математической моделей машинного агрегата с механизмом привода пыльного цилиндра, определение закона движения цилиндра на основе численного решения задачи и обоснование рекомендуемых значений параметров;

методом тензометрирования определить закономерности изгибных и крутильных колебаний пыльного цилиндра с учетом жесткости упругой резиновой опоры;

определение эффективности разработанной конструкции пыльного цилиндра джина с упругой подшипниковой опорой.

Объектом исследования является джин с пыльным цилиндром с упругой подшипниковой опорой.

Предметом исследования являются конструктивные и расчетные схемы пыльного цилиндра с упругой подшипниковой опорой, математические модели, результаты их численного решения, полученные графические зависимости и рекомендуемые значения параметров пыльного цилиндра джина и упругой подшипниковой опоры.

Методы исследования. В исследованиях использованы методы теоретической механики, теории колебаний, математической статистики,

теории вероятностей и высшей математики, а также методы тензометрирования и планирования эксперимента.

Научная новизна исследования заключается в следующем:

разработана эффективная виброизолирующая конструкция упругой подшипниковой опоры вала пильного цилиндра джина;

получены формулы для расчета амплитуды и частоты колебаний пильного цилиндра, а также коэффициента динамичности системы, построены графические зависимости изменения амплитуды колебаний пильного цилиндра от изменения его частоты вращения и коэффициента жесткости упругой подшипниковой опоры;

получены закономерности изменения вертикальных перемещений и скоростей пильного цилиндра, построены графические зависимости изменения амплитуды колебаний пильного цилиндра от изменения возмущающей силы от джиннируемого хлопка-сырца;

аналитическими методами изучены расчеты на изгиб пильного цилиндра с учетом упругости подшипниковых опор;

составлены динамическая и математическая модели машинного агрегата с механизмом привода пильного цилиндра джина с учетом механической характеристики асинхронного электродвигателя и технологической нагрузки от джиннируемого хлопка, построены графические зависимости изменения угловой скорости и крутящего момента на валу пильного цилиндра джина от изменения технологической нагрузки;

определены закономерности изгибных и крутильных колебаний пильного цилиндра с учетом жесткости упругой резиновой опоры, построены графические зависимости изменения крутящего момента на валу пильного цилиндра от изменения производительности джина, а также от изменения коэффициента круговой жесткости упругой подшипниковой опоры;

на основе полнофакторных экспериментов определены оптимальные значения параметров пильного цилиндра с упругой подшипниковой опорой.

Практические результаты исследования заключаются в следующем:

разработана конструкция пильного цилиндра с упругой подшипниковой опорой;

определены жесткости и марка резины для упругой подшипниковой опоры (10-220), частота вращения пильного цилиндра;

на основе полнофакторных экспериментальных исследований определены параметры и режимы работы пильного цилиндра с упругой подшипниковой опорой, позволяющие увеличение выхода волокна и снижения суммы пороков в волокне.

Достоверность полученных результатов по повышению эффективности работы пильного цилиндра джина, позволяющие снижение его вертикальных колебаний повышение выхода волокна и уменьшающий сумму пороков в волокне подтверждаются согласованностью сформулированных в диссертации научных положений, принципов, выводов и рекомендаций, результатов теоретических и экспериментальных исследований, положительных результатов апробации и внедрения, а также

сравнением результатов, их адекватностью по известным критериям оценки, сравнительным анализом положительных результатов исследований и данных рассматриваемой предметной области.

Научная и практическая значимость результатов исследования. научная значимость результатов исследований подтверждается закономерностями изгибных и крутильных колебаний пильного цилиндра с упругой подшипниковой опорой, аналитическими выражениями, графическими зависимостями вертикальных перемещений, скоростей пильного цилиндра от изменения параметров упругого элемента, частоты вращения, момента инерции и случайного сопротивления от джигируемого хлопка в волокне.

Практическая значимость результатов исследований заключается в создании виброустойчивого, ресурсосберегающего пильного цилиндра джина с упругой подшипниковой опорой, а также рекомендованными параметрами конструкции, обеспечивающие значительное уменьшение колебаний пильного цилиндра, повышение выхода волокна и снижения суммы пороков.

Внедрение результатов исследования. На основании результатов исследований по разработке упругого элемента опоры подшипника для пильного цилиндра проведены следующие работы:

получен патент на полезную модель Агентства Интеллектуальной собственности Республики Узбекистан («Опора для устранения вибраций крутящихся валов», № FAP 01340-2018г.). В результате, за счет уменьшения изгиба и вибрации, срок работы пильного цилиндра, подшипников и деталей корпуса увеличился на 4,0-4,5 % и ощутимо снизились шумы;

упругие подшипниковые опоры модернизированного пильного цилиндра внедрены на заводе «Туракургон пахта тозалаш» системы АО «Узпахтасаноат» (справка АО «Узпахтасаноат» № 03-18/6057 от 18 октября 2019г.). В результате обеспечено снижение суммы пороков в волокне в среднем на 0,5%, механической поврежденности семян на 0,2% и увеличение выхода волокна на 0,4%.

пильный цилиндр с упругими опорами внедрен на заводе «Мингбулок пахта тозалаш» системы АО «Узпахтасаноат» (справка АО «Узпахтасаноат» № 03-18/6057 от 18 октября 2019г.). В результате достигнуто снижение суммы пороков в среднем на 0,3%, механической поврежденности семян на 0,4%, опущённости семян на 0,3% и увеличение выхода волокна на 0,2%.

Апробация результатов исследования. Результаты исследования доложены на 16 научно-технических конференциях, в том числе на 9 международных и 7 республиканских, обсуждены на 3 научных семинарах.

Опубликованность результатов исследования. По материалам диссертации опубликованы 29 научных трудов. Из них 12 научных статей, рекомендованных для публикации Высшей аттестационной комиссией Республики Узбекистан, в том числе 7 в зарубежных журналах и получен патент на полезную модель.

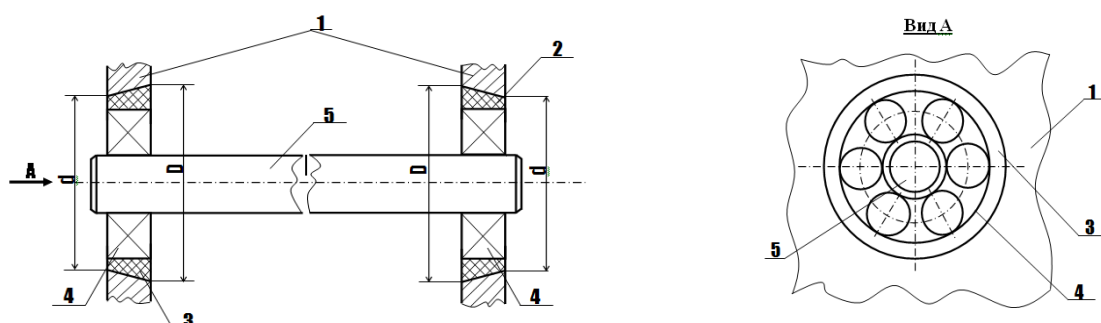
Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, 4 глав, заключения, списка литературы и приложений. Общий объем диссертации содержит 116 страниц машинного текста.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ

Во введении обосновывается актуальность проведения исследования, характеризуется объект и предмет исследования, приоритетное направление развития науки и технологии республики, излагается научная новизна и практические результаты исследования, раскрываются научная и практическая значимость полученных результатов, внедрение в практику результатов исследования, сведения по опубликованным работам и структуре диссертации.

В первой главе диссертации **“Анализ исследований по совершенствованию техники и технологии пильного джигирования”** произведен обзор работ по совершенствованию конструкций и методов расчета параметров пильных джинов, а также по технологии джигирования хлопка. Анализированы конструктивные схемы и особенности пильных джинов зарубежного и отечественного производства. Дан анализ технических характеристик пильных джинов 4ДП-130, 5ДП-130, “Continental eagle” и МУ-171. На основе рассмотрения конструктивных схем пильных цилиндров разработаны новые эффективные ресурсосберегающие конструкции пильных цилиндров с упругими подшипниковыми опорами валов, которые представлены на рис.1.

а). Опора для поглощения колебаний вращающихся валов



б). Сдвоенная упругая опора для поглощения колебаний вращающихся валов

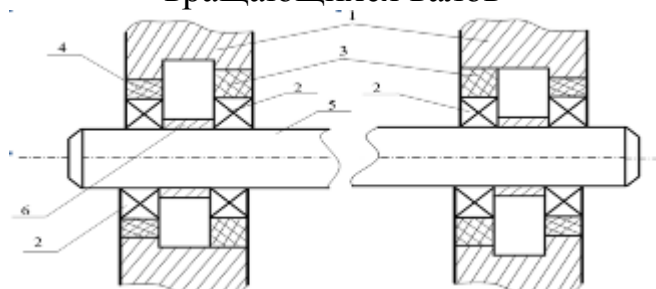


Рис.1. Подшипниковые опоры с упругими элементами вала пильного цилиндра

В процессе работы на вращающийся вал действуют следующие силы: движущий вращательный момент, сила тяжести, силы инерции от неуравновешенных масс, силы трения, технологические нагрузки и др. Составляющие равнодействующей силы будут направлены, как в

радиальном, так и в осевых направлениях. Эти силы будут действовать циклически на корпус 1 через подшипник 4 и упругие втулки 2 и 3.

Наличие упругих втулок 2 и 3 значительно уменьшают действие этих сил на корпус 1. При этом величина изгиба вала 5 за счет радиальных составляющих сил значительно уменьшается. Выполнение упругих втулок 2 и 3 в виде усеченного конуса с диаметрами оснований d и D позволяют поглощение осевых составляющих сил. Применение опоры с упругими элементами валов позволит за счет поглощения колебаний вращающихся валов уменьшить передачу колебаний рамам (корпусам) соответствующих машин и механизмов, следовательно, уменьшается в значительной степени виброшумовые характеристики данных машин и механизмов. При этом толщина h_v упругой втулки 2 внутреннего подшипника 4 выполнена большим, чем толщина h_n упругой втулки 3 наружного подшипника 4 опоры ($h_v > h_n$):

$$h_v = \frac{D_{вн} - D_{вв}}{2}; \quad h_n = \frac{D_{нн} - D_{не}}{2}; \quad (1)$$

где, $D_{вн}$, $D_{вв}$, $D_{нн}$, $D_{не}$ - соответственно наружные и внутренние диаметры внутреннего 2 и наружного 3 упругих втулок.

Во второй главе диссертации **“Теоретические основы расчета параметров пильного цилиндра джина на упругих подшипниковых опорах”**. представлены результаты теоретических исследований по определению амплитуды колебаний пильного цилиндра с учетом влияния жесткости опоры и случайной технологической нагрузки. При этом амплитуда колебаний пильного цилиндра по вертикали с учетом массы хлопко-волокна захваченной зубьями пил цилиндра:

$$A = \frac{(m_{ц} + m_{хв})}{2(c_1 + kc_2) \left| 1 - \frac{\omega_{ц}^2}{\omega_0^2} \right|}, \quad \omega_0 = \sqrt{\frac{c_1 + kc_2}{m_{ц} + m_{хв}}} \quad (2)$$

k -коэффициент нелинейной жесткости конической резиновой втулки подшипниковой опоры вала пильного цилиндра. c_1 —линейная составляющая коэффициента жесткости конической упругой подшипниковой опоры, kc_2 — нелинейная составляющая жесткости подшипниковой опоры.

Коэффициент динамичности системы определяется из выражения:

$$K_{дин} = \frac{R_{дин}}{R_{ст}} = \frac{c_1 + kc_2}{|(c_1 + kc_2) - \omega_{ц}^2(m_{ц} + m_{хв})|} \quad (3)$$

На основе численного решения задачи выявлено, что увеличение угловой скорости пильного цилиндра приводит к возрастанию его амплитуды колебаний по нелинейной закономерности. Так, при изменении $\omega_{ц}$ от 68 с^{-1} до $80,2 \text{ с}^{-1}$ амплитуда колебаний увеличивается от $0,205 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ до $0,61 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ при массе хлопко-волокна захваченные и протаскиваемые зубьями пильного цилиндра $0,35 \text{ кг}$, а при $m_{хв} = 0,75 \text{ кг}$ амплитуда A увеличивается от $0,42 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ до $1,409 \cdot 10^{-3} \text{ м}$. Учитывая результаты экспериментальных исследований максимальный изгиб вала пильного цилиндра с учетом упругой подшипниковой опоры находится в пределах $(0,3 \div 0,38) \cdot 10^{-3} \text{ м}$. Для обеспечения этих значений рекомендуемыми значениями являются:

$m_{xв} = (0,35 \div 0,4)$ кг; $\omega_{ц} = (7,4 \div 7,8) \cdot 10 \text{ с}^{-1}$. С уменьшением $\omega_{ц}$ и коэффициента до $k=0,2$ и $\omega_{ц} = 70 \text{ с}^{-1}$ амплитуда колебаний пыльного цилиндра снижается до $0,11 \cdot 10^{-3}$ м. Для обеспечения колебаний пыльного цилиндра в пределах $(0,3 \div 0,38) \cdot 10^{-3}$ м с учетом упругой подшипниковой опоры с конической формой рекомендуется: $c_{п} = (5,4 \div 6,0) \cdot 10^4 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$, $\omega_{ц} = (7,4 \div 7,8) \cdot 10 \text{ с}^{-1}$; $k = 0,2 \div 0,4$.

В процессе работы за счет деформации упругой опоры фактически сводится к минимуму изгиб пыльного цилиндра. Но, при этом пыльный цилиндр будет совершать малые вертикальные колебания. С учетом технологической нагрузки от джинуруемого хлопка эти колебания будут, случайными, которые описываются дифференциальными уравнениями:

$$m_{ц} \frac{d^2z}{dt^2} + b_n \frac{dz}{dt} + (c_1 + kc_2)z = F_0 + \delta F_0 \quad (4)$$

где, $F_0, \delta F_0$ – среднее значение и случайная составляющая возмущающей силы вынужденных колебаний пыльного цилиндра от массы захваченных волокон.

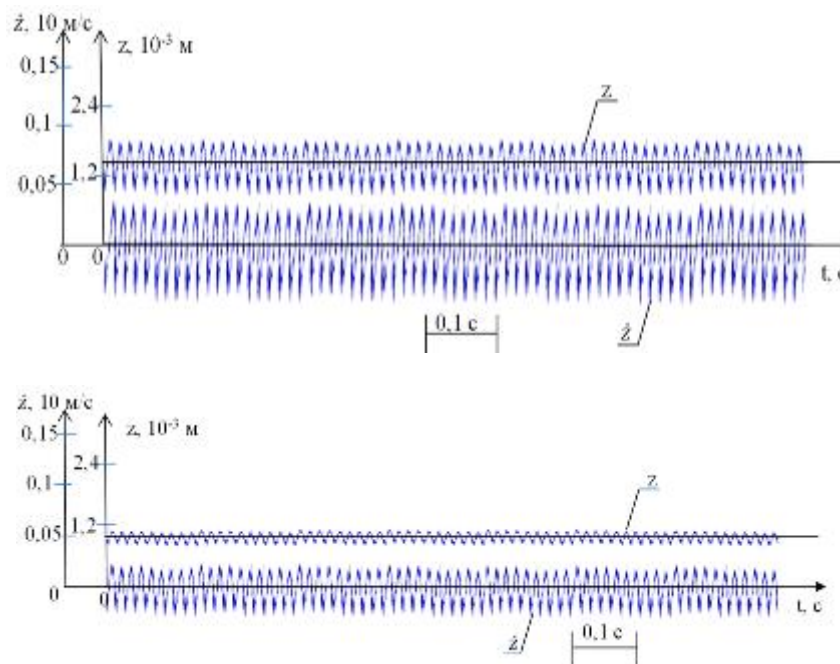


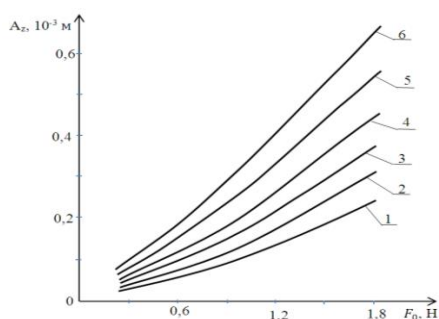
Рис. 2. Закономерности изменения вертикальных колебаний пыльного цилиндра при различных значениях жесткости подшипниковой упругой опоры пыльного цилиндра.

c_1 – линейная составляющая коэффициента жесткости, kc_2 – нелинейная составляющая коэффициента жесткости, $m_{ц}$ – масса цилиндра, b_n – коэффициент диссипации упругой подшипниковой опоры цилиндра.

Решением уравнения (3) получены закономерности изменения вертикальных колебаний пыльного цилиндра при различных значениях жесткости упругой подшипниковой опоры пыльного цилиндра, которые представлены на рис.2

Анализ закономерностей z и \dot{z} (рис.2.) показал, что чем больше внешняя нагрузка, тем больше и статическое перемещение оси пильного цилиндра за счет его веса. Данное перемещение при нагрузке $1,2 \text{ Н} \pm (0,05 \div 0,12) \text{ Н}$ доходит до $1,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, а при нагрузке $1,8 \text{ Н} \pm (0,1 \div 0,18) \text{ Н}$, доходит до $1,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

Из графиков на рис.3. видно, что с увеличением нагрузки от $0,25 \text{ Н}$ до $1,8 \text{ Н}$ при массе цилиндра $5,0 \cdot 10^{-2} \text{ кг}$ амплитуда колебаний пильного цилиндра увеличивается от $0,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}$ до $0,252 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, а при уменьшении массы пильного цилиндра до $3,75 \cdot 10^{-2} \text{ кг}$ амплитуда колебаний перемещения пильного цилиндра возрастает от $0,4 \cdot 10^{-4} \text{ м}$ до $0,71 \cdot 10^{-3} \text{ м}$. Поэтому для обеспечения амплитуда колебаний пильного цилиндра не более $0,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ целесообразным считается выбрать $m_{\text{ц}} \leq (3,75 \div 4,25) \cdot 10^2 \text{ кг}$ и $F_0 \leq (1,0 \div 1,2) \text{ Н}$



1-при $m_{\text{ц}}=5,0 \cdot 10^2 \text{ кг}$; 2-при $m_{\text{ц}}=4,75 \cdot 10^2 \text{ кг}$; 3-при $m_{\text{ц}}=4,5 \cdot 10^2 \text{ кг}$; 4-при $m_{\text{ц}}=4,25 \cdot 10^2 \text{ кг}$; 5-при $m_{\text{ц}}=4,0 \cdot 10^2 \text{ кг}$; 6 -при $m_{\text{ц}}=3,75 \cdot 10^2 \text{ кг}$;

Рис. 3. Зависимости изменения амплитуды колебаний перемещения колебаний пильного цилиндра от возмущающей силы джинуемого хлопка – сырца.

Исследованиями установлено, что увеличение коэффициента жесткости упругой подшипниковой опоры приводит не только к уменьшению амплитуды колебаний перемещения z и скорости \dot{z} , но и к увеличению частоты колебаний пильного цилиндра. При увеличении нагрузки до $1,8 \text{ Н}$ значение Az уменьшается от $0,58 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ до $0,22 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ по нелинейной закономерности. Соответственно амплитуда колебаний скорости пильного цилиндра также уменьшается по нелинейной закономерности с увеличением коэффициента жесткости упругой подшипниковой опоры пильного цилиндра (см. рис.3). Рекомендованными значениями коэффициента жесткости упругой подшипниковой опоры являются $c_1 = (5,0 \div 5,5) \cdot 10^4 \text{ Н/м}$; $c_2 = (0,1 \div 0,12) \cdot 10^4 \text{ Н/м}$, при которых обеспечивается амплитуда колебаний $Az = (0,09 \div 0,14) \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $A\dot{z} = (0,08 \div 0,11) \text{ м/с}$.

В процессе работы изгиб пильного цилиндра происходит за счет большой массы цилиндра, силы действующей сырцовой камеры, а также неуравновешенных масс, в том числе захваченных волокон зубьями пильных дисков. Учитывая что при сборке пильного цилиндра с длиной l , радиусом дисков R требуется необходимая сила сжатия. При этом согласно результатам известной методики запишем выражение для определения жесткости на изгиб пильного цилиндра:

$$C = (1 + h_g)(N + \lambda_q E_b F_b) R^2, \quad (5)$$

где, C -жесткость при изгибе пильного цилиндра; h_g -толщина дисков; N -функция воздействия сил трения между пилами; λ_q -функция влияния

эластичной деформации; E_b, F_b -модуль упругости и площадь поперечного сечения.

Используя вышеизложенную методику и результаты расчетов отмечаем, что в существующей конструкции пильный цилиндр максимально изгибается в пределах $(0,3 \div 0,5) \cdot 10^{-3} \text{ м}$, а изгиб пильного цилиндра, установленный на упругих подшипниковых опорах в 10 раз меньше чем, в серийной конструкции, до $(0,031 \div 0,053) \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

При рассмотрении динамики машинного агрегата с механизмом пильного цилиндра технологическое сопротивление от джиннируемого хлопка учитывали по результатам экспериментальных исследований:

$$M_c = M_{\text{п.ц}} \pm \delta(M_{\text{п.ц}}) \quad (6)$$

где, $M_{\text{п.ц}}$ – среднее значение момента сопротивления на валу пильного цилиндра в процессе джинирования; $\delta(M_{\text{п.ц}})$ – случайная составляющая момента $M_{\text{п.ц}}$ – за счет изменения сопротивления в процессе джинирования.

Используя уравнение Лагранжа II рода получим следующую систему дифференциальных уравнений машинного агрегата с механизмов пильного цилиндра джина:

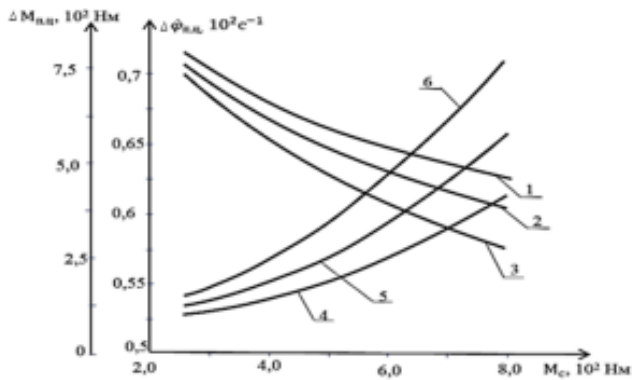
$$\frac{dM_{gb}}{dt} = 2M_k \omega_c - 2M_k p \frac{d\varphi_{gb}}{dt} - \omega_c S_k M_{gb}; J_n \frac{d^2\varphi_{\text{п.ц}}}{dt^2} = M_{gb} - [M_{\text{п.ц}} \pm \delta(M_{\text{п.ц}})] \quad (7)$$

M_{gb} , M_k – крутящий момент на валу электродвигателя и его критическое значение; $\frac{d\varphi_{gb}}{dt}$ – угловая скорость ротора двигателя; ω_c – круговая частота сети; p – число пар полюсов электродвигателя; S_k – критическое значение скольжения, J_n – приведенный момент инерции.

Расчетные значения параметров асинхронного электродвигателя марки 4А280М8У3 выбраны $P_{gb} = 75 \text{ кВт}$, $n_{gb} = 730 \text{ об/мин}$; $\omega_{gb} = 76,4 \text{ с}^{-1}$, $f_c =$

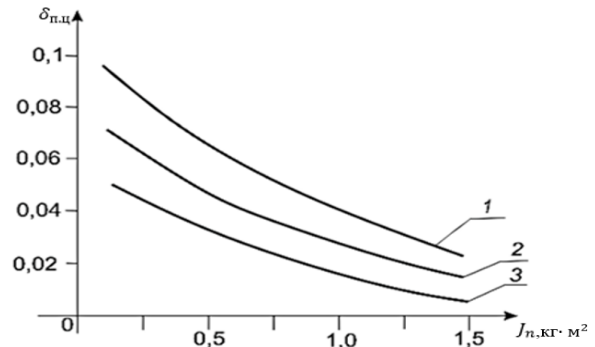
50 Гц , $P = 4$; $\cos\varphi = 0,85$; $\omega_k = 220 \text{ В}$; $l = 2,0$; $M_H = 674,5 \text{ нм}$; $M_K = 1349 \text{ км}$, $S_H = 0,02$; $S_K = 0,075$; $J_n = 1,29 \text{ кгм}^2$

Анализ решения уравнения (5) показал, что с увеличением M_c по нелинейной закономерности снижается $\dot{\varphi}_{\text{п.ц}}$ и соответственно увеличивается $M_{\text{п.с}}$. Так, при увеличении среднего значения технологической нагрузки от $2,8 \cdot 10^2 \text{ Нм}$ до $7,92 \cdot 10^2 \text{ Нм}$ среднее значение угловой скорости пильного цилиндра уменьшается от $0,739 \cdot 10^2 \text{ с}^{-1}$ до $0,631 \cdot 10^2 \text{ с}^{-1}$ при приведенном моменте инерции пильного цилиндра $1,05 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$. При этом среднее значение $M_{\text{п.ц}}$ возрастает от $1,07 \cdot 10^2 \text{ Нм}$ до $4,07 \cdot 10^2 \text{ Нм}$. Это объясняется тем, что при малых значениях приведенного момента инерции пильного цилиндра влияние технологической нагрузки на изменение $\dot{\varphi}_{\text{п.ц}}$ будет ощутимым. При моменте инерции $J_n = 1,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ угловая скорость пильного цилиндра уменьшается до $0,592 \cdot 10^2 \text{ с}^{-1}$, вращающий момент увеличивается до $7,108 \cdot 10^2 \text{ Нм}$. Следует отметить, что значительное уменьшение угловой скорости приводит и к снижению производительности джинирования. Поэтому, рекомендуемыми значениями параметров являются: $J_n = (1,0 \div 1,25) \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $M_c \leq (4,5 \div 6,5) \cdot 10^2 \text{ Нм}$, при которых обеспечивается $\dot{\varphi}_{\text{п.ц}} \geq (6,7 \div 7,0) \cdot 10 \text{ с}^{-1}$.



1,2,3 $\dot{\varphi}_{п.ц} = f(M_c)$; 4,5,6 – $M_{п.ц} = (M_c)$;
 1,4-при $J_n = 1,05 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$;
 2,5-при $J_n = 1,3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$;
 3,6-при $J_n = 1,5 \text{ кгм}^2$;

Рис.4. Графические зависимости изменения угловой скорости, вращательного момента на валу пильного цилиндра джина от возмущающей нагрузки джинуемого хлопка-сырца



1-при $M_c = 4,3 \cdot 10^2 \text{ Нм}$;
 2-при $M_c = 6,74 \cdot 10^2 \text{ Нм}$
 3-при $M_c = 8,21 \cdot 10^2 \text{ Нм}$

Рис.5. Графические зависимости изменения коэффициента неравномерности угловой скорости пильного цилиндра от вариации его приведенного момента инерции при различных значениях технологической нагрузки

На рис.5 представлены графические зависимости изменения коэффициента неравномерности угловой скорости пильного цилиндра от изменения приведенного момента инерции пильного цилиндра джина.

Известно, что чем больше момент инерции рабочего органа, тем меньше коэффициент неравномерности угловой скорости. Для рассматриваемого случая для обеспечения $\delta \leq (0,08 \div 0,09)$ рекомендуется выбрать $J_n = (1,0 \div 1,25) \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

В третьей главе диссертации, “**Экспериментальное определение крутящего момента, частоты и амплитуды колебаний вала пильного цилиндра с подшипником на упругом основании**”. приведены результаты экспериментальных исследований рекомендуемой конструкции пильного цилиндра установленного на упругих подшипниковых опорах.

Использованием метода тензометрирования и специальных датчиков экспериментами изучены изменение крутящего момента, частоты и амплитуды колебаний вала пильного цилиндра с подшипниками на упругих основаниях. Был изготовлен опытный образец установки, измерения проводились согласно электротензометрической схемы. По результатам экспериментов получены осциллограммы и графические зависимости системы.

Анализ осциллограмм показал что в существующей машине с производительностью 3,5 т/ч крутящий момент вала в среднем составлял 300 Нм, а при производительности 4,5 т/ч - в пределах до 720-750 Нм. При установке рекомендуемых подшипников с упругими резиновыми опорами крутящий момент значительно уменьшается. При использовании в опорах из резины марки 6308-ТМКЩиС при производительности 4,5 т/ч крутящий момент изменяется в пределах (370 - 420) Нм, а при использовании резины 7317, крутящий момент находится в пределах (250-270) Нм. Следовательно, уменьшение амплитуды колебаний крутящего момента на (50-55) Нм было получено при применении упругой опоры, то-есть наблюдалось уменьшение крутящего момента на (35-40%). С увеличением производительности от $3,51 \cdot 10^2$ Нм до $6,23 \cdot 10^2$ Нм при использовании марки резины 7317 в качестве

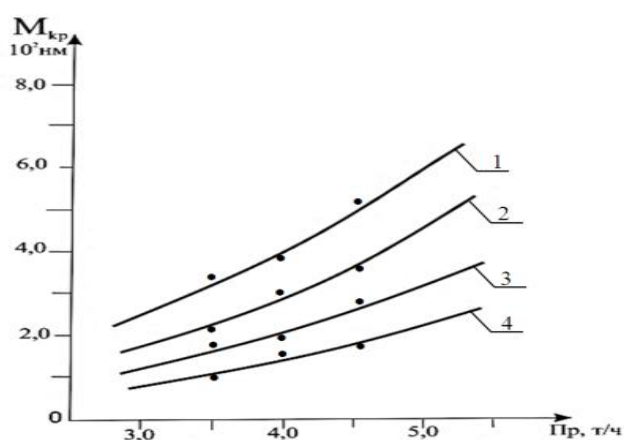
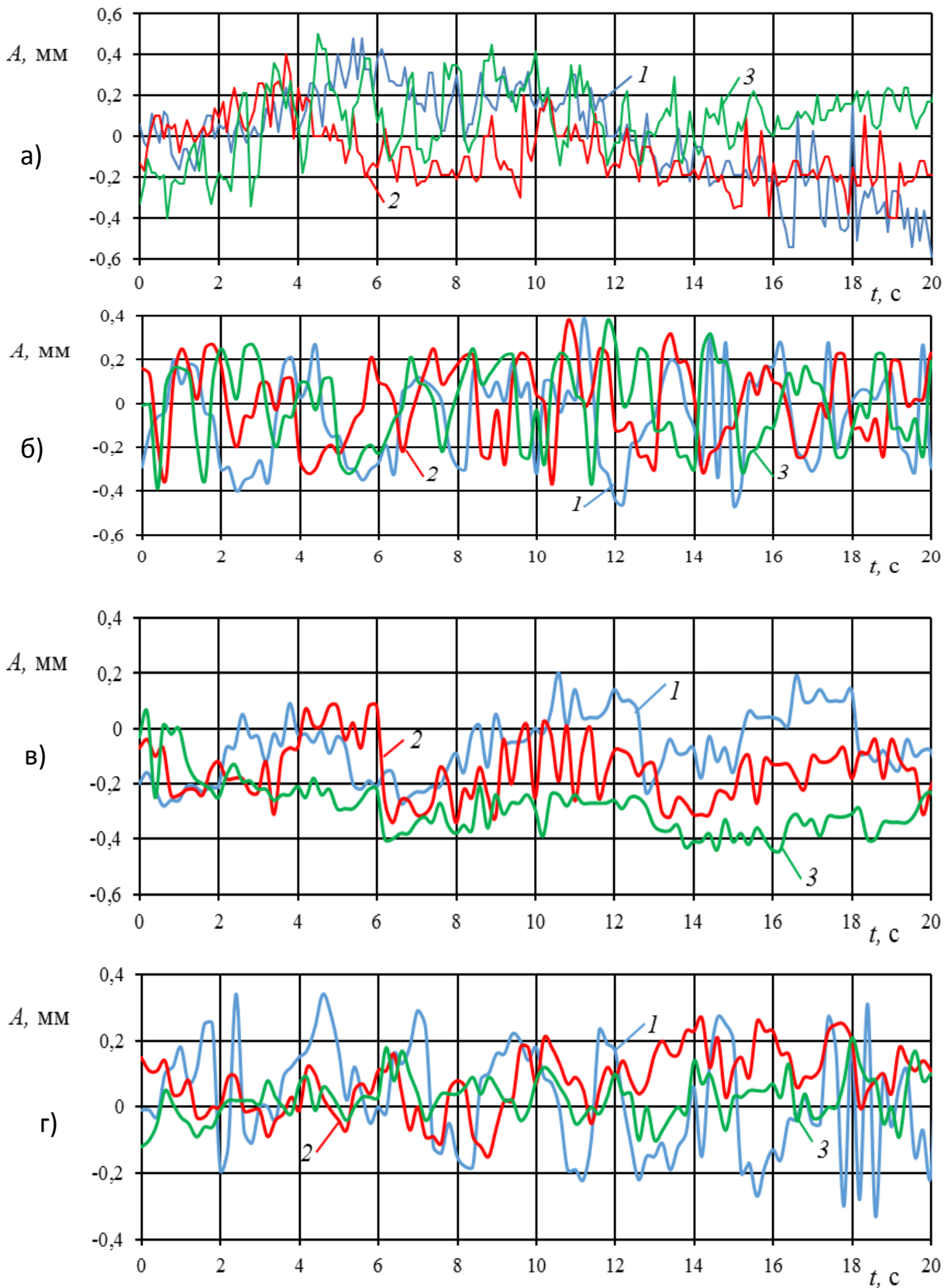


Рис. 6. Зависимости изменения крутящего момента на валу пильного цилиндра от изменения производительности джина

упругой подшипниковой опоры крутящий момент на валу пильного цилиндра увеличивается от $3,82 \cdot 10^2$ Нм до $4,1 \cdot 10^2$ Нм, а при использовании марки резины 6308-ТМКЩИС крутящий момент доходит до $1,22 \cdot 10^2$ Нм. Это означает, что для уменьшения нагрузка на валу пильного цилиндра целесообразным считается использование марки резин с меньшей крутильной жесткостью, наиболее приемлемым считается упругая подшипниковая опора из марки резины 10-220.

На рис.6 представлены осциллограммы характеризующие изгибные колебания вала пильного цилиндра джина при $\omega_{ц} = 76,4c^{-1}$. На основе обработки экспериментально полученных осциллограмм были построены графические зависимости изменения амплитуды изгибных колебаний вала пильного цилиндра от увеличения производительности джина.

Анализ графиков рис. 7 показывает, что увеличение производительности джина от 3,5 т/ч до 4,5 т/ч приводит к возрастанию амплитуды изгибных колебаний вала пильного цилиндра в серийном варианте подшипниковой опоры от $0,077 \cdot 10^{-3}$ м до $0,179 \cdot 10^{-3}$ м. При использовании упругой опоры из резины марки 6308-ТМКЩИС амплитуда изгибных колебаний вали пильного цилиндра доходит до $0,071 \cdot 10^{-3}$ м,



1,2 и 3-соответственно производительность 3,5т/ч; 4,0т/ч; 4,5т/ч;
 а) серийный вариант, при применении резиновой втулки марки
 б) 7317, в) 10-220; г) 6308-ТМКЩиС

**Рис. 7. Осциллограммы характеризующие изгибные колебания вала
 пыльного цилиндра джина при $\omega_4 = 76,4 \text{ с}^{-1}$.**

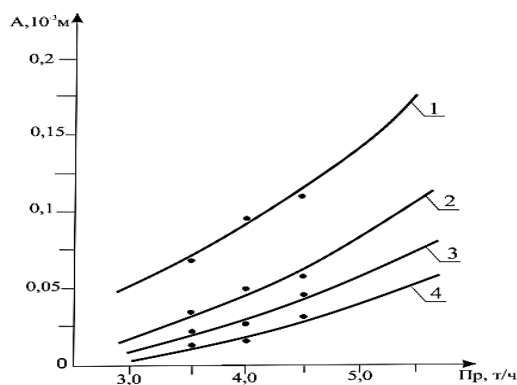


Рис.8 Графические зависимости изменения амплитуды изгибных колебаний вала пильного цилиндра от увеличения производительности джина

где, 1-серийный вариант подшипниковой опоры пильного цилиндра; 2-при использовании упругой подшипниковой опоры из марки резины-7317; 3-при использовании упругой подшипниковой опоры из марки резины-10-220; 4-при использовании упругой подшипниковой опоры из марки резины-6308-ТМКЩиС;

а при использование резины марки 7317 амплитуда A доходит до $0,022 \cdot 10^{-3}$ м. Для обеспечения амплитудного значения изгиба на более $A \leq (0,02 \div 0,03) \cdot 10^{-3}$ рекомендуется использование марки резины 10-220 в качестве упругой подшипниковой опоры пильного цилиндра.

С увеличением частоты вращения пильного цилиндра от 65 с^{-1} до $76,4 \text{ с}^{-1}$ амплитуда изгибных колебаний возрастает до $((0,045 \div 0,052) \cdot 10^{-3})$ м.

Поэтому рекомендуемыми значениями параметров являются: $\psi_4 = (74 \div 77) \text{ с}^{-1}$; $A = (0,02 \div 0,03) \cdot 10^{-3}$ м, $C_n \geq (6,2 \div 6,6) \cdot 10^4 \text{ Н/м}$.

Для определения оптимальных значений параметров пильного цилиндра с упругой подшипниковой опорой вала проведены полно факторные эксперименты.

За входные факторы приняты: X_1 -производительность машины, X_2 -тип резины, ШорА, X_3 -влажность хлопка, при этом за выходные параметры были приняты сумма пороков в волокне и выход волокна.

Полученные уравнения регрессии по сумме пороков в волокне.

$$Y_1 = 3.102 + 0.548X_1 - 0.097X_2 + 0.665X_3 + 0.385X_1^2 + 0.429X_1X_2 + 0.4X_2^2 - 0.398X_2X_3 + 0.603X_3^2$$

По выходу волокна:

$$Y_2 = 30.121 + 0.423X_1 + 0.480X_2 - 0.495X_3 - 0.620X_1^2 + 0.284X_1X_2 - 0.31X_1X_3 - 0.364X_2^2$$

На основе анализа результатов полнофакторного эксперимента были определены и рекомендованы значения входных параметров системы:

производительность – 4210 кг/ч, твердость резиновой подшипниковой втулки – 93,5 Шор А; влажность хлопка – 8,5 %.

В четвёртой главе диссертации **“Производственные испытания и экономическая эффективность разработанных конструкций упругих подшипниковых опор пильных цилиндров”**. приведены результаты производственных испытаний и расчёт экономической эффективности модернизированной конструкции пильного джина с рекомендуемым цилиндром с подшипниками на упругих опорах на Туракурганском и Мингбулакском хлопкозаводах. Результаты сравнительных производственных испытаний пильного цилиндра джина с упругой подшипниковой опорой проведенных на Мингбулакской хлопкозаводе показали, что применение упругих опор позволило уменьшить сумму пороков на 0,3%, механическую

поврежденность семяк на 0,4%, опушенность суыак на 0,3%, увеличить выход волокна на 0,2%. При этом ресурс работы подшипников и его корпуса возрос в 4,5 раза, значительно уменьшился шум в производственных цехах. Годовой экономический эффект от использования пыльного цилиндра с упругой подшипниковой опорой составил 77,1 млн сумов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. На основе анализа работы пыльных джинов, выявлено, что основной рабочий орган пыльный цилиндр изгибается и это отрицательно влияет на технологию джинирования. За счет колебаний пыльного цилиндра происходит быстрый выход из строя подшипниковых опор. Разработаны эффективные конструктивные схемы упругих подшипниковых опор пыльных цилиндров джина, позволяющие значительно поглотить колебания валов, обеспечивающие снижение повреждений волокон и семян хлопка, увеличение ресурса работы подшипниковых опор и пыльного цилиндра.

2. Исследовано влияние параметров пыльного цилиндра и жесткости опоры на амплитуду колебаний. Получены формулы для расчета амплитуды и частоты колебаний пыльного цилиндра, а также коэффициента динамичности системы. Для обеспечения колебаний пыльного цилиндра в пределах $(0,3 \div 0,38) \cdot 10^{-3}$ м с учетом упругой подшипниковой опоры с конической формой рекомендуется:

$$c_{\text{п}} = (5,4 \div 6,0) \cdot 10^4 \frac{\text{Н}}{\text{м}}, \omega_{\text{ц}} = (7,4 \div 7,8) \cdot 10 \text{с}^{-1}; k = 0,2 \div 0,4.$$

3. Получена математическая модель вертикальных колебаний пыльного цилиндра с учетом упругости подшипниковых опор и технологической нагрузки от джинируемого хлопка-сырца. На основе численного решения задачи получены закономерности изменения вертикальных перемещений и скоростей пыльного цилиндра, установлено, что амплитуда колебаний пыльного цилиндра увеличивается при повышении возмущающей силы от джинируемого хлопка-сырца.

4. Выявлено, что увеличение коэффициента жесткости упругой подшипниковой опоры приводит не только к уменьшению амплитуды колебаний перемещения и скорости, но и к увеличению частоты колебаний пыльного цилиндра. При этом также уменьшается значение статической деформации упругих подшипниковых опор. Получены закономерности изменения амплитуды колебаний перемещения и скорости пыльного цилиндра в вертикальном направлении от изменения коэффициента жесткости упругих подшипниковых опор.

5. Аналитическими методами изучены расчеты на изгиб пыльного цилиндра с учетом упругости подшипниковых опор. Выявлено, что в существующей конструкции пыльный цилиндр максимально изгибается в пределах $(0,3 \div 0,5) \cdot 10^{-3}$ м, а изгиб пыльного цилиндра, установленный на упругих подшипниковых опорах в 10 раз меньше, чем в серийной конструкции, $(0,031 \div 0,053) \cdot 10^{-3}$ м.

6. Составлены и анализированы динамическая и математическая модели машинного агрегата с механизмом привода пильного цилиндра джина с учетом механической характеристики асинхронного электродвигателя и технологической нагрузки от джинуемого хлопка и установлено, что увеличение технологической нагрузки приводит к снижению угловой скорости и увеличению крутящего момента на валу пильного цилиндра джина. Определены закономерности изменения размаха колебаний пильного цилиндра, и установлено, что для снижения случайных колебаний $\Delta\dot{\varphi}_{п.ц}$, $\Delta\dot{\varphi}_{п.ц}$ и $\Delta\dot{M}_{п.ц}$ целесообразным является уменьшение M_c до $(5,5 \div 6,5) \cdot 10^2$ Нм, особенно случайной составляющей нагрузки, которая зависит от равномерности питания хлопком в пильном джине. Для обеспечения коэффициента неравноности угловой скорости пильного джина $\delta \leq (0,08 \div 0,09)$ рекомендуется выбрать $J_n = (1,0 \div 1,25)$ кг · м².

7. Методом тензометрирования получены закономерности изменения крутящего момента на валу пильного цилиндра джина, которые показывают, что изменение крутящего момента на валу пильного цилиндра и коэффициента круговой жесткости упругой подшипниковой опоры приводит к изменению производительности джина. Наиболее приемлемыми значениями коэффициента крутильной жесткости упругой опоры считается $(0,68 \div 0,92) \cdot 10^3$ нм/рад, (марка резины 10-220), при которых размах колебаний момента не превышает $(0,6 \div 0,75) \cdot 10^2$ Нм.

8. Получены сравнительные закономерности изменения изгибных колебаний вала пильного цилиндра от изменения производительности джина и круговой жесткости упругого элемента подшипниковой опоры при различных частотах вращения пильного цилиндра. Рекомендуемыми значениями параметров являются: $\omega_4 = (74 \div 77)с^{-1}$; $A = (0,02 \div 0,03) \cdot 10^{-3}$ м, $C_n \geq (6,2 \div 6,6) \cdot 10^4$ Н/м.

9. На основе анализа результатов полнофакторного эксперимента были определены и рекомендованы значения входных параметров системы: производительность – 4210 кг/ч; твердость резиновой подшипниковой втулки – 93,5 Шор А (марка резины 10-220); влажность хлопка – 8,5 %.

10. На основе сравнительных производственных испытаний джина с пильным цилиндром с упругой подшипниковой опорой на Мингбулакском хлопказаводе установлено, что новый цилиндр позволяет снижение суммы пороков в среднем на 0,3%, механической поврежденности семян на 0,4%, уменьшать опущенность семян на 0,3%, выход волокна на 0,2%. При этом ресурс подшипников и его корпуса возросло в 4,5 раза, значительно уменьшился шум в производственных цехах. Годовой экономический эффект от использования пильного цилиндра с упругой подшипниковой опорой составил 77,1 млн сумов.

**SCIENTIFIC COUNCIL AWARDING SCIENTIFIC DEGREES
PHD.03/30.12.2019.T.66.01 AT NAMANGAN INSTITUTE OF
ENGINEERING AND TECHNOLOGY**

**ANDIJAN ENGINEERING INSTITUTE
NAMANGAN STATE UNIVERSITY**

KHUDAYKULOV SHAVKATBEK

**DESIGN DEVELOPMENT AND SUBSTANTIATION
OF SAW CYLINDER PARAMETERS WITH ELASTIC BEARING
JINA SUPPORT**

**05.02.03 – Technological machines.
Robots, mechatronics and robotic systems**

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

Namangan-2020

The theme of doctor of philosophy (PhD) of technical science dissertation was registered at the Supreme Attestation Commission at the Cabinet of Ministers of the Republic of Uzbekistan under number B2019.4.PhD/T461.

The dissertation carried out at Andijan Machine-Building institute of Namangan State University.

The abstract of dissertations is posted three languages (Uzbek, Russian and English (resume)) on the website of Scientific Council at the address www.nammti.uz and an the website of Ziyonet information and educational portal www.ziyonet.uz.

Scientific adviser:

Djurayev Anvar

Doctor of technical sciences, professor

Official opponents:

Axmedxodjayev Hamit

Doctor of technical sciences, professor

Salimov Alisher

Doctor of technical sciences, professor

Leading organization:

Bukhoro institute of engineering and technology

The defense of the dissertation will take place on 29 June 2020 y. at 11⁰⁰ o'clock at the meeting of scientific council PhD.03/30.12.2019.T.66.01 at Namangan institute of engineering and technology (Address: 160115, Namangan city, Kasansay street-7, administrative building, small conference hall, tel. (69) 228-76-68, a fax: (69) 228-76-75, e-mail: niei_info@edu.uz).

The dissertation could be reviewed at the Information-resource centre (IRC) of Namangan institute of engineering and technology (registration number 375). Address: 160115, Namangan city, Kasansay street-7, tel. (69) 228-76-68.

Abstract of the dissertation sent out on 16 June 2020 y.
(mailing report №14 on 16 June 2020 year).

R.Muradov

Chairman of the Scientific Council on award
of scientific degrees,
doctor of technical sciences, professor

O.Sarimsakov

Scientific secretary of the scientific council
awarding scientific degrees,
doctor of technical science, professor

K.Kholikov

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

INTRODUCTION (abstract of PhD thesis)

The aim of the research work. is the development of a vibration-resistant, resource-saving design and justification of the parameters of the saw cylinder with an elastic bearing support gin.

The object of research. is a gin with a saw cylinder with an elastic bearing support.

The scientific novelty of the research work:

- an effective vibroisomeric design of an elastic bearing support for the shaft of a gin saw cylinder was developed;

- formulas are obtained for calculating the amplitude and frequency of oscillations of the saw cylinder, as well as the system dynamic coefficient, graphical dependences of the change in the amplitude of oscillations of the saw cylinder on the changes in its rotational speed and stiffness coefficient of the elastic bearing are constructed;

- patterns of changes in vertical displacements and speeds of the saw cylinder are obtained, graphical dependences of the change in the amplitude of oscillations of the saw cylinder on the change in the disturbing force on the raw cotton are generated;

- analytical methods have been used to study the bending of the saw cylinder taking into account the elasticity of the bearings;

- dynamic and mathematical models of a machine unit with a gin saw cylinder drive mechanism were compiled taking into account the mechanical characteristics of an asynchronous electric motor and technological load from ginned cotton, graphical dependences of the change in the angular speed and torque on the shaft of the gin saw cylinder on the change in technological load were constructed;

- the laws of bending and torsional vibrations of the saw cylinder are determined taking into account the stiffness of the elastic rubber support, graphical dependencies of the change in the torque on the shaft of the saw cylinder on the change in the performance of the gin, as well as on the change in the coefficient of circular stiffness of the elastic bearing support are constructed;

- on the basis of full-factor experiments, the optimal values of the parameters of the saw cylinder with an elastic bearing support were determined.

Implementation of research results. Based on the results of studies on the development of an elastic bearing element for a saw cylinder, the following work was carried out:

A patent was obtained for a utility model of the Intellectual Property Agency of the Republic of Uzbekistan (“Support for eliminating vibration of rotating shafts”, No. FAP 01340-2018). As a result, due to the reduction of bending and vibration, the service life of the saw cylinder, bearings and housing parts increased by 4.0-4.5% and noise significantly decreased;

Of elastic bearing bearings, a modernized saw cylinder was introduced at the Turagurgon Pakhta Tozalash plant of the Uzpakhtasanoat JSC system (certificate of Uzpakhtasanoat JSC No. 03-18 / 6057 of October 18, 2019). As a result, the

amount of defects in the fiber decreases on average by 0.5%, the mechanical damage to seeds decreases by 0.2%, the fiber yield increased by 0.4%.

A new saw cylinder was introduced at the Mingbulo Pakhta Tozalash plant of the system of Uzpakhtasanoat JSC (certificate of Uzpakhtasanoat JSC No. 03-18/ 6057 dated October 18, 2019). As a result, the amount of defects decreased on average by 0.3%, mechanical damage to seeds decreased by 0.4%, seed deflated by 0.3%, fiber yield increased by 0.2%.

The structure and volume of the dissertation. The dissertation consists of an introduction, 4 chapters, conclusions, list of references and applications. The total volume of the dissertation contains 116 pages of text.

ЭЪЛОН ҚИЛИНГАН ИШЛАР РЎЙХАТИ
СПИСОК ОПУБЛИКОВАННЫХ РАБОТ
LIST OF PUBLISHED WORKS

I-БЎЛИМ, I-РАЗДЕЛ, 1-PART

1. A. Djuraev, Sh. S. Khudaykulov, A. S. Jumaev. Development of the Design and Calculation of Parameters of the Saw Cylinder with an Elastic Bearing Support Jin. International Journal of Recent Technology and Engineering (IJRTE) ISSN: 2277-3878, Volume-8 Issue-5, January 2020 (ind.(3)scopus).

2. Джураев А., Юнусов С., Мирахмедов Д., Худайкулов Ш.С. Айланиш валлари тебранишларини йўқотиш учун таянч // Патент FAP 01340, Расмий ахборотнома №11 30.11.2018й

3. Джураев А., Худайкулов Ш.С. Жин аррали цилиндри вали эгилиши ва буровчи моментни тажрибада аниқлаш. ФарПИ илмий-техника журнали. Том 24.№1 2020й. 21-25б.(05.00.00.№ 20)

4. Худайкулов Ш.С. Динамика машинного агрегата с приводным механизмом пильного цилиндра джина. НамМТИ илмий-техника журнали 4-сон. 2019й. 98-103 б. (05.00.00;№ 33)

5. Juraev N.N., Djuraev A., Khudaykulov Sh. Vertical oscillationns of the working body installed on an elastic bearing support// International Journal of Advanced Research in Science, Engineering and Technology (Indiya). Vol. 6, Issue 12, December 2019. P.12135-12138. (05.00.00.№ 8)

6. Джураев А., Худайкулов Ш.С. Жин аррали цилиндри вали подшипниклари эгилишига камайтирувчи таянчи бўлган конструкция ишлаб чиқиш синовлари натижалари таҳлили: НамМТИ илмий-техника журнали 2-сон. 2019й. 119-123 б. (05.00.00;№ 33)

7. Джураев А., Худайкулов Ш.С. Жиннинг аррали цилиндр вали эгилишини таҳлили // Весник. Туринского политехнического университета в городе ташкенте. 2/2019 сони, 135-138 б. (05.00.00.№ 25)

8. Джураев А., Худайкулов Ш.С. Қайишқоқ втулкали бўлган подшипниклар аррали цилиндр валидаги буровчи моментни ўлчаш // Весник. Туринского политехнического университета в городе ташкенте. 2/2019 сони, 138-141 б. (05.00.00.№ 25)

9. Djuraev A., Khudaykulov Sh. Influence of saw cylinder parameters and support rigidity on vibration amplitude // International Journal of Advanced Research in Science, Engineering and Technology (Indiya). Vol. 6, Issue 9, September 2019. P.10702-10706. (05.00.00.№ 8)

10. Djuraev A., Khudaykulov Sh. Dynamics of the machine unit with drive driving mechanisms of jin cylinder // International Journal of Advanced Research in Science, Engineering and Technology (Indiya). Vol. 6, Issue 9, September 2019.P.10680-10685. (05.00.00.№ 8)

11. Djuraev A., Khudaykulov Sh. Analysis of the results of an experiment to determine the bending of the shaft of a gin saw cylinder // International Journal of Advanced Research in Science, Engineering and Technology (Indiya). Vol. 6, Issue 9, September 2019.P.10666-10670. (05.00.00.№ 8)

12. Djuraev A., Khudaykulov Sh. Analysis of the results of an experiment to determine the torque on the shaft of a gin saw cylinder // International Journal of Advanced Research in Science, Engineering and Technology (Indiya). Vol. 6, Issue 9, September 2019.P.10653-10653. (05.00.00.№ 8)

13. Djuraev A., Khudaykulov Sh. Design development and justification of parameters of elastic bearing support shawn jin shaft // International Journal of Advanced Research in Science, Engineering and Technology (Indiya). Vol. 5, Issue 12, December 2018.P. 7697-7704. (05.00.00.№ 8)

II-БЎЛИМ, II –РАЗДЕЛ, II-PART

14. Джураев А., Мирахмедов Д.Ю., Ражабов О., Худайкулов Ш.С. Определение эффективности очистителя хлопка ухк с упругой подшипниковой опорой пыльных цилиндров // Тўқимачилик саноати корхоналарида ишлаб чиқаришни ташкил этишда илм-фан интеграциялашувини ўрни ва долзарб муаммолар ечими. Халқаро илмий-техникавий анжуман 2-қисм. 27-28 июль Марғилон- 2017 йил. 125-128 б.,

15. Джураев А., Мамаханов А., Раджабов О., Худайкулов Ш.С. Пути снижения шума в цепной передаче. «Молодежь и XXI век – 2017» Материалы VII Международной молодежной научной конференции. 21-22 февраля Курск 2017 года, с. 95-97

16. Джураев А., Раджабов О.И., Мирахмедов Д.Ю., Худайкулов Ш.С. Анализ технологических показателей очистителя хлопка УХК с упругой подшипниковой опорой пыльных цилиндров // «Молодежь и XXI век – 2017» Материалы VII Международной молодежной научной конференции. 21-22 февраля Курск 2017 года, с. 323-325.

17. Джураев А., Мирахмедов Д.Ю., Худайкулов Ш.С. Методика расчета выбора параметров упругой подшипниковой опоры пыльного джина // III Международной научно-практической конференции «Математическое моделирование механических систем и физических процессов», посвященной 25-летию Независимости Республики Казахстан, 75-летию юбилея и 55-летию научно-педагогической деятельности академика НАН РК, академика НИА РК, лауреата Государственной премии РК в области науки и техники, доктора технических наук, профессора Гахипа Уалиева 18-19 ноября 2016 г, с. 36-37

18. Джураев А., Мирахмедов Д.Ю., Худайкулов Ш.С. Эффективная опора для поглощения колебаний вращающихся валов: Поколение будущего: Взгляд молодых ученых Сборник научных статей 5-й Международной молодежной научной конференции 10-11 ноября, Курск 2016 г., с. 309-311.

19. Джураев А., Низамиддинов Ф., Худайкулов Ш.С. Разработка конструкции и обоснование параметров упругих подшипниковых опор вала пыльного джина // Наманган давлат университети, “Меҳнат ва касб таълими бакалавриат йўналишларида техник фанларни ўқитишнинг долзарб муаммолари” Республика илмий-техник анжуман материаллари. Наманган-2019 120-123 б.

20. Джураев А., Худайкулов Ш.С. Определение амплитуды вертикальных колебаний пыльного цилиндра с упругой подшипниковой опорой // “Машинасозликда ишлаб чиқариш ва таълим: муаммолар ва инновацион ечимлар” Республика илмий-амалий анжумани. 19-20 сентябрь. Фарғона-2019 й. 256-258 б.

21. Худайкулов Ш.С. Расчет на изгиб пыльного цилиндра джина с учетом упругой подшипниковой опоры // “Машинасозликда ишлаб чиқариш ва таълим: муаммолар ва инновацион ечимлар” Республика илмий-амалий анжумани. 19-20 сентябрь. Фарғона-2019 й. 258-260 б.

22. Джураев А., Худайкулов Ш.С. Анализ динамики машинного агрегата с приводным механизмом пыльного цилиндра джина // “Машинасозликда ишлаб чиқариш ва таълим: муаммолар ва инновацион ечимлар” Республика илмий-амалий анжумани. 19-20 сентябрь. Фарғона-2019 й. 260-262 б.

23. Джураев А., Худайкулов Ш.С. Подшипниклари қайишқоқ таянчли аррали цилиндр ваolini эгилишини таҳлили // “Замонавий илм-фаннинг инновацион ривожланиши” мавзусида республика илмий-амалий анжумани. 25-апрель Андижон-2019 й. 37-39 б.

24. Джураев А., Худайкулов Ш.С. Жиннинг аррали цилиндр ваolini эгилишини тажрибада аниқлаш // “Замонавий илм-фаннинг инновацион ривожланиши” мавзусида республика илмий-амалий анжумани. 25-апрель Андижон-2019 й. 117-120 б.

25. Джураев А., Каримов А., Ражабов О., Худайкулов Ш.С. Определение максимальной угловой скорости колебаний многогранной сетчатой поверхности на упругих опорах // “Пахта тозалаш, тўқимачилик, енгил саноат, матбаа ишлаб чиқариш техникатехнологияларни модернизациялаш шароитида иқтидорли ёшларнинг инновацион ғоялари ва ишланмалари” илмий-амалий анжумани мақолалар тўплами Тошкент ш. 12-13 декабрь 2018 йил, Б. 8-10 б.

26. Джураев А., Юнусов С., Мирахмедов Д., Худайкулов Ш.С. Эффективная ресурсосберегающая подшипниковая опора для поглощения колебаний вращающихся валов // Наманган муҳандислик-технология институти Замонавий ишлаб чиқариш шароитида техника ва технологияларни такомиллаштириш ва уларнинг иқтисодий самарадорлигини ошириш илмий-амалий анжумани маъруза материаллари тўплами. Наманган 2016. 24-25 ноябрь, 197-199 б.

27. Джураев А., Худайкулов Ш.С. Эффективная опора для поглощения колебаний вращающихся валов // НамДУ илмий ахборотномаси 3 сон, 2016 г. с. 65-68

28. Джураев А., Худайкулов Ш.С. Методика выбора параметров упругой подшипниковой опоры пыльного джина: НамДУ илмий ахборотномаси 3 сон, 2016 г., с. 68-71

29. Джураев А., Мамаханов А., Ражабов О., Худайкулов Ш.С. Цепная передача // Патент IAP 05760, Расмий ахборотнома №2, 28.02.2019й. Патент Пол. Реш. IAP 20170020, 27.12.2018 й.

Автореферат “Наманган муҳандислик-технология институти илмий-техника
журнали” таҳририятида таҳрирдан ўтказилди ва ўзбек, рус, инглиз
тилларидаги матнлари мослиги текширилди (13.06.2020 й.).

Босишга рухсат этилди: 13.06.2020 йил.
Бичими 60x841/16, “Times New Roman”
гарнитурда рақамли босма усулида босилди.
Шартли босма табағи 3. Адади: 100. Буюртма: №369
НамМТИ босмахонасида чоп этилди.
Наманган шаҳри, Косонсой кўча, 7-уй.

