

**НАМАНГАН МУҲАНДИСЛИК-ҚУРИЛИШ ИНСТИТУТИ
ҲУЗУРИДАГИ ИЛМИЙ ДАРАЖА БЕРУВЧИ
PhD.03/30.12.2019.Т.90.01 РАҚАМЛИ ИЛМИЙ КЕНГАШ**

**ЎЗБЕКИСТОН РЕСПУБЛИКАСИ ФАНЛАР АКАДЕМИЯСИ
НАВОИЙ БЎЛИМИ**

ЖУМАЕВ АКБАРЖОН САЙФУЛЛАЕВИЧ

**ТАСМАЛИ КОНВЕЙЕР ТАРКИБЛИ ЙЎНАЛТИРУВЧИ РОЛИКЛИ
МЕХАНИЗМЛАРИ КОНСТРУКЦИЯСИНИ ТАКОМИЛЛАШТИРИШ ВА
ПАРАМЕТРЛАРИНИ АСОСЛАШ**

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

**Техника фанлари бўйича фалсафа доктори (PhD) диссертацияси
АВТОРЕФЕРАТИ**

НАМАНГАН- 2021

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

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

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

Жумаев Акбаржон Сайфуллаевич

Тасмали конвейер таркибли йўналтирувчи роликли механизмлари
конструкциясини такомиллаштириш ва параметрларини асослаш3

Жумаев Акбаржон Сайфуллаевич

Совершенствование конструкции и обоснование параметров механизмов
составных направляющих роликов ленточных конвейеров.....23

Jumaev Akbarjon Sayfullaevich

Improving the design and substantiation of the parameters of the guide roller
mechanisms with a belt conveyor structure.....43

Эълон қилинган ишлар рўйхати

Список опубликованных работ

List of published works.....46

**НАМАНГАН МУҲАНДИСЛИК-ҚУРИЛИШ ИНСТИТУТИ
ҲУЗУРИДАГИ ИЛМИЙ ДАРАЖА БЕРУВЧИ
PhD.03/30.12.2019.Т.90.01 РАҚАМЛИ ИЛМИЙ КЕНГАШ**

**ЎЗБЕКИСТОН РЕСПУБЛИКАСИ ФАНЛАР АКАДЕМИЯСИ
НАВОИЙ БЎЛИМИ**

ЖУМАЕВ АКБАРЖОН САЙФУЛЛАЕВИЧ

**ТАСМАЛИ КОНВЕЙЕР ТАРКИБЛИ ЙЎНАЛТИРУВЧИ РОЛИКЛИ
МЕХАНИЗМЛАРИ КОНСТРУКЦИЯСИНИ ТАКОМИЛЛАШТИРИШ ВА
ПАРАМЕТРЛАРИНИ АСОСЛАШ**

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

**Техника фанлари бўйича фалсафа доктори (PhD) диссертацияси
АВТОРЕФЕРАТИ**

НАМАНГАН- 2021

Техника фанлари бўйича фалсафа доктори (PhD) диссертацияси мавзуси Ўзбекистон Республикаси Вазирлар Маҳкамаси ҳузуридаги Олий аттестация комиссиясида В2020.4.PhD/Т1956 рақам билан рўйхатга олинган.

Диссертация Ўзбекистон Республикаси Фанлар академияси Навоий бўлимида бажарилган.
Диссертация автореферати уч тилда (Ўзбек, рус ва инглиз (резюме) Илмий кенгаш веб саҳифаси (www. nammqi_info@edu.uz) ва «ZiyoNet» Ахборот таълим порталида (www.ziynet.uz) жойлаштирилган.

Илмий раҳбар:	Джураев Анвар Джураевич техника фанлари доктори, профессор
Расмий оппонентлар:	Мақсудов Равшанжон Ҳасанович техника фанлари доктори, профессор Мухамедов Жобирхон техника фанлари номзоди, доцент
Етакчи таъкилот:	Фарғона политехника институти

Диссертация ҳимояси Наманган муҳандислик-қурилиш институти ҳузуридаги PhD.03/30.12.2019.Т.90.01 рақамли илмий кенгашининг 2021 йил « 18 » декабр соат 10⁰⁰ даги мажлисида бўлиб ўтади (Манзил: 160103 Наманган, Ислоҳ Каримов кўчаси, 12-уй. Тел.: (+99869) 234-15-23, факс: (+99869) 234-15-23, e-mail: nammqi_info@edu.uz.)

Диссертация билан Наманган муҳандислик-қурилиш институти Ахборот-ресурс марказида танишиш мумкин (18779 рақами билан рўйхатга олинган). (Манзил: 160103 Наманган, Ислоҳ Каримов кўчаси, 12-уй. Тел.: (+99869) 234-15-23.)

Диссертация автореферати 2021 йил « 03 » декабр кuni тарқатилди.
(2021 йил « 10 » ноябр даги № 16 рақамли реестр баённомаси).



[Handwritten signature]

Н.Ғ.Байбобоев
Илмий даража берувчи илмий кенгаш
раиси, т.ф.д., профессор

В.М.Турдалиев
Илмий даража берувчи илмий кенгаш
илмий котиби, т.ф.д., профессор

А.Х.Умурзақов
Илмий даража берувчи илмий кенгаш қошидаги
илмий семинар раиси, т.ф.д., доцент

КИРИШ (фалсафа доктори (PhD) диссертацияси аннотацияси)

Диссертация мавзусининг долзарблиги ва зарурати. Жаҳонда тоғ-кон саноатини такомиллаштиришда, хусусан ресурстежамкор, ишлаш даврийлиги ва иш унуми юқори бўлган техника ва технологияларни ишлаб чиқаришга қўллашда машина механизмларнинг рақобатбардошлигини ошириш муҳим аҳамият касб этмоқда. «Дунё миқёсида очик карьерлардан фойдали қазилмаларни ташишиш учун транспорт харажатларига умумий харажатнинг 40-70 % сарфланишини ҳисобга олсак»¹, тоғ-кон саноати корхоналари учун самарадорлиги юқори бўлган тасмали конвейерларнинг янги такомиллаштирилган конструкцияларини яратиш ва уларни амалиётга жорий этишни тақозо этади. Тасмали конвейерлар фойдали қазилмаларни узок масофаларга узлуксиз ҳаракатланишини таъминлайди. Шу сабабли тоғ-кон саноати корхоналарида, энергияни кам сарфлайдиган, иш унуми ва технологик кўрсаткичлари юқори бўлган тасмали конвейерлардан кенг фойдаланиш муҳим аҳамият касб этмоқда.

Жаҳонда карьерлар чуқурлиги ошиб бориши билан транспорт воситаларининг янги турларини, конструкцияларини ва ресурстежамкор технологияларини яратишга жумладан, тасмали конвейер конструкцияларини, уларнинг илмий-техникавий ечимларини ишлаб чиқишга йўналтирилган илмий-тадқиқот ишлари олиб борилмоқда. Бу борада дунёнинг ривожланган мамлакатлари, жумладан Германия, АҚШ, Франция, Россия, Япония, Хитой ва бошқа мамлакатларнинг илмий-тадқиқот марказларида конвейерларнинг самарали конструкцияларини яратиш, иш жараёнидаги шовқинни камайтириш, уларнинг технологик иш жараёнлари ва параметрларини асослашга алоҳида эътибор берилмоқда.

Республикамизда фойдали қазилмаларни қазиб олишни кўпайтириш ва мунтазам равишда янги конларини ўзлаштириш, меҳнат ҳамда энергия сарфини камайтириш, ресурсларни тежаш бўйича илғор илмий асосланган чора-тадбирларни жорий қилиб, уларни амалга ошириш борасида бир қатор илмий-амалий ишлар амалга оширилмоқда. Ўзбекистон Республикаси Президентининг қарорида «Иқтисодиётни янада ривожлантириш ва либераллаштириш, ишлаб чиқаришни модернизациялаш учун инвестицияларни жалб қилиш, қўшимча шарт-шароитлар яратиш ва кон-металлургия саноатидаги йирик корхоналарнинг рақобатбардошлигини ошириш...»² бўйича муҳим вазифалар белгиланган. Ушбу вазифани амалга ошириш, жумладан, тоғ-кон саноати корхоналарида тасмали конвейер таркибий қисми бўлган йўналтирувчи роликли механизмларнинг янги замонавий ва истиқболли конструкцияларини такомиллаштириш, параметрларини асослаш ҳамда ҳисоблаш усулларини ишлаб чиқиш муҳим вазифалардан бири ҳисобланади.

Ўзбекистон Республикаси Президентининг 2015 йил 4 мартдаги ПФ-4707-сон «Ишлаб чиқаришни структуравий қайта тузиш, модернизациялаш ва

¹ <https://mining-media.ru/ru/article/transport/449-problemy-karernogo-transporta>

² Ўзбекистон Республикаси Президентининг ПҚ-4124 сонли «Кон-металлургия тармоғи корхоналари фаолиятини янада такомиллаштириш чора-тадбирлари тўғрисида» 17 январ 2019 йилдаги қарори.

диверсификациялашни таъминлаш бўйича 2015-2019 йилларга мўлжалланган чора-тадбирлар дастури» тўғрисидаги, 2017 йил 7 февралдаги ПФ-4947-сон «Ўзбекистон Республикасини янада ривожлантириш бўйича Ҳаракатлар стратегияси» тўғрисидаги Фармонлари ва 2019 йил 17 январдаги ПҚ-4124-сон «Кон-металлургия тармоғи корхоналари фаолиятини янада такомиллаштириш чора-тадбирлари тўғрисида»ги қарори 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 йўналиши доирасида бажарилган.

Муаммони ўрганилганлик даражаси. Тасмали конвейер таркибли роликли механизмларини ташилаётган рудадан келаётган технологик қаршиликни камайтириш, қайишқоқ элементли сирпаниш подшипнигининг янги самарали конструкцияларини яратиш ва ресурстежамкор роликли механизмларни тадқиқ этиш билан В.Мöller (Германия), J.A.Santos (АҚШ), D.A.Dowson, И.Г.Фукс (Франция), Ch.Y.Li, H.S.Cheng (Япония), А.Г.Спиваковский, В.И.Галкин, С.Я.Давыдов, А.Е.Гольберт, Л.Г.Шахмейстер, В.Г.Дмитриев, Е.А.Машков, А.В.Кузнецов, И.В.Шуткин, В.Н.Гетопанов (Россия) шуғулланганлар. Конвейер тасмаси таранглигини таъминлаб берувчи роликли механизмларини динамик таҳлиллари бўйича Г.Г.Миссбах, конвейер тасмасининг роликли механизмга таъсири ва чидамлилигини баҳолаш учун математик ва статистик ёндашувларни тадқиқ этиш масаласи бўйича А.Grincova, M.Andrejiova, D.Marasova ва бошқалар томонидан тадқиқотлар ўтказилган.

Республикамизда транспортировка ишларини ривожлантиришга хусусан, тасмали конвейерларнинг янги ресурстежамкор конструкцияларини такомиллаштириш бўйича бир қатор илмий тадқиқотлар олиб борилган, жумладан, Қ.С.Санақулов, Л.Н.Атақулов, А.Дж.Джураев, Б.Н.Давидбоев, Ю.У.Мирзаханов, П.А.Шеметов, И.П.Эгамбердиев, Р.Ш.Наимова, Н.П.Снитка ва бошқа олимлар катта ҳисса қўшганлар. Уларнинг илмий тадқиқот ишларида тасмали конвейерлар ёрдамида чуқур карерларда ҳаракатланиш усуллари ва технологиялари ишлаб чиқилган.

Лекин ушбу тадқиқотларда ресурстежамкор тасмали конвейерларни яратиш, уларни динамик таҳлил қилиш ҳамда ўзгарувчан параметрлар ва мойлаш назарияси, механизм ва механизмларда ишлатиладиган мой маҳсулотларининг хусусиятлари тоғ-кон саноатида тасмали конвейер йўналтирувчи роликли механизмлари ишига таъсири каби илмий соҳалардаги тадқиқотлари ҳисобга олинмаган.

Диссертация тадқиқотининг диссертация бажарилган олий таълим муассасасининг илмий-тадқиқот ишлари режалари билан боғлиқлиги. Диссертация тадқиқоти Навоий давлат кончилик институти ишлари режасининг БВ-Ф2-010 «Кон ускуналари деталларини термоциклик ишлов бериш технологиясини ишлаб чиқиш ва илмий асослаш» (2017-2020 йй.) мавзусидаги амалий лойиҳа доирасида бажарилган.

Тадқиқотнинг мақсади тасмали конвейер таркибли йўналтирувчи роликли механизмнинг қайишқоқ элементли конструкцияларини ишлаб чиқиш, комплекс назарий ва тажрибавий тадқиқотлар асосида параметрлари ва ишлаш режимларини асослаш ҳамда конвейер самарадорлигини оширишдан иборатдир.

Тадқиқотнинг вазифалари:

тоғ-кон саноати корхоналарида қўлланиладиган тасмали конвейерлар конструкциялари таҳлили асосида таркибли йўналтирувчи роликли механизмнинг қайишқоқ элементли таянчи бўлган сирпанувчи подшипникнинг такомиллаштирилган конструкциясини ишлаб чиқиш;

модернизация қилинган тасмали конвейернинг электр юритгич механик характеристикасини, бикирлик-диссипация хусусиятлари, инерцион параметрлари, ташилаётган рудадан келаётган технологик қаршилиқни инобатга олиб машина агрегати математик моделини ишлаб чиқиш;

технологик қаршилиқни етакловчи ва етакланувчи барабанларининг бурчак тезликларини тебраниш қамровига таъсирини аниқлаш, юкланиш чегараларини белгилаш;

таркибли роликли механизмнинг резинали амортизатори бикирлик диссипация коэффициентларини ва ролик қобиғи ва гардиши массасини унинг силжиш ва тебраниш тезлиги амплитудаларини ўзгаришга таъсирини ўрганиш, параметрларини тавсия қийматларини аниқлаш;

тажрибавий тадқиқотлар асосида тасмали конвейер барабанларини ҳаракат қонунларини, таркибли роликли механизмнинг айланишга қаршилигини, тебраниш қонунларини, юкланишларини ва тўлиқ омили тажрибалар натижасида мақбул параметрларини аниқлаш;

модернизация қилинган тасмали конвейер тажриба нусхасини ишлаб чиқариш синовларини ўтказиш, қўллаш учун тавсиялар ишлаб чиқиш.

Тадқиқотнинг объекти сифатида Мурунтау карьерида кенг қўлланиладиган модернизация қилинган тасмали конвейер, таркибли қайишқоқ элементли йўналтирувчи роликли механизмлар олинган.

Тадқиқотнинг предмети: Тасмали конвейер таркибли йўналтирувчи роликли механизмларининг ишончилиги ва хизмат кўрсатиш муддатига таъсир қилувчи ҳам таркибий, ҳам технологик омиллар, структуравий ва кинематик схемалар, айланма ҳаракатини ифодаловчи математик, динамик моделлар, график боғланишлар, ўлчагичлар ва қурилмалар, механизмларнинг ҳаракат қонунлари ва параметрларининг тавсия этилган қийматлари тадқиқот предметига киради.

Тадқиқотнинг усуллари. Диссертация ишида комплекс тадқиқот усулларини бажаришда, жумладан, тажрибавий лаборатория қурилмалари ишларида, «ТЕХНОПАРК» ва ишлаб чиқариш саноати шароитида тажрибавий тадқиқотлар; «Ansys» дастурий таъминот пакетидан фойдаланиб, тасмали конвейер йўналтирувчи роликли механизмларининг конструкциясини такомиллаштириш ва параметрларини таҳлил қилиш, натижаларини назарий умумлаштириш; ўхшашлик усуллари, математик моделини ишлаб чиқиш бўйича олий математика, машина деталлари, машина ва механизмлар

назарияси, тасмали узатмалар кинематик ва динамик таҳлили, машинасозлик технологияси усулларида кенг фойдаланилган.

Тадқиқотнинг илмий янгилиги қуйидагилардан иборат:

тасмали конвейер барабанининг бурчак тезлигини камайиш қонуниятлари, тасманинг бикирлик ва диссипация коэффициентларини инобатга олган ҳолда аниқланган;

конвейер юритгичининг буровчи моментини аниқлаш имконини берадиган математик модел, барабанлар инерция моментлари ва уларнинг бурчак тезликларини инобатга олган ҳолда ишлаб чиқилган;

конвейер таркибли йўналтирувчи роликли механизми қобиғи ва ташқи гардишини тебраниш қонунлари технологик юкланиш, умумий массаси, диссипатив-бикрлик хусусиятларини ҳисобга олган ҳолда аниқланган;

таркибли йўналтирувчи роликли механизмнинг қобиғи ва ташқи металл гардиши тебраниш қамровини резинали амортизатори бикрлик коэффициентига боғлиқ равишда ўзгариш қонуниятлари асосланган.

Тадқиқотнинг амалий натижалари қуйидагилардан иборат:

модернизация қилинган тасмали конвейер таркибли йўналтирувчи роликли механизмда сирпаниш подшипнигининг самарали конуструкцияси ишлаб чиқилган;

йўналтирувчи роликли механизмда таркибли қайишқоқ элементли сирпаниш подшипниги конуструкциясини қўллаш натижасида: роликли механизм механик шкастланиши 5,6 фоизга камайди ва ташқи таъсир натижасида деформацияланиши 1,5 фоизга, ишлаш муддати 1,3 марта кўпайди.

Тадқиқот натижаларининг ишончлилиги. Тадқиқот натижаларининг ишончлилиги аниқ қўйилган вазифа асосида олинган, назарий тадқиқотлар натижаларини тажрибавий тадқиқот маълумотлари билан мутобиқлаш келганлиги, тавсия этилган йўналтирувчи роликли механизмда таркибли қайишқоқ элементли сирпанувчи подшипник қўлланилганда самарадорлик юқори бўлганлиги, ҳамда қиёсий ишлаб чиқариш синовларини ижобий натижалари билан асосланади.

Тадқиқот натижаларининг илмий ва амалий аҳамияти. Тадқиқот натижаларининг илмий аҳамияти таркибли йўналтирувчи роликли механизмларнинг янги конуструкциялари ва уларнинг параметрларини ҳисоблаш усуллари ишлаб чиқилганлиги, ролик қобиғи ва гардишини тебраниш қонунлари олинганлиги, боғланиш графиклари таҳлили асосан параметрларнинг тавсия қийматларини ҳисоблашнинг назарий асосларини тўлдирилганлиги билан изоҳланади.

Тадқиқот натижаларини амалий аҳамияти таркибли йўналтирувчи роликли механизмларда думалаш подшипниклари ўрнига енгил мустаҳкамлиги юқори бўлган таркибли қайишқоқ элементли материаллардан фойдаланган ҳолда сирпанувчи таянч вазифасини бажарувчи втулкани янги конуструкцияларини яратилиши ва қўлланилиши билан изоҳланади.

Тадқиқот натижаларининг жорий қилиниши. Тасмали конвейер роликли механизмларида текис айланма ҳаракатни таъминлаб берувчи қайишқоқ элементли сирпаниш подшипнигининг конуструкциясини

такомиллаштириш ва параметрларини асослаш бўйича олиб борилган тадқиқотлар натижалари асосида:

таркибли йўналтирувчи роликли механизм сирпаниш подшипниги айланувчи валларда таянч сифатида «Навоий кон-металлургия комбинати» ДКга жорий этилган («Навоий кон-металлургия комбинати» ДКнинг 2021 йил 17 июндаги 06-06-04/6357-сонли маълумотномаси). Натижада, думалаш подшипниги ўрнига тавсия этилган таркибли сирпаниш подшипниги қўлланилганда механизмнинг механик шикастланиши 5,6 % гача ва ташқи кучлар таъсири натижасида шикастланиши 4,99 % гача камайишига эришилган;

ишлаб чиқилган қайишқоқ элементли сирпаниш подшипниги билан жихозланган таркибли роликли механизмнинг такомиллашган конструкцияси фойдали қазилма ташиш жараёнидаги тасмали конвейерда «Навоий кон-металлургия комбинати» ДКда («Навоий кон-металлургия комбинати» ДКнинг 2021 йил 17 июндаги 06-06-04/6357-сонли маълумотномаси) жорий этилган. Натижада тасмали конвейер таркибли йўналтирувчи роликли механизмларининг эксплуатацион самарадорлигини 10-15 фоизга ошириш имконияти яратилган.

Тадқиқот натижаларининг апробацияси. Тадқиқот натижалари 3 та халқаро ва 6 та республика илмий-амалий анжуманларида муҳокамадан ўтказилган.

Тадқиқот натижаларининг эълон қилинганлиги. Диссертация мавзуси бўйича 18 та илмий ишлар чоп этилган, шулардан, Ўзбекистон Республикаси Олий аттестация комиссиясининг асосий илмий натижаларини чоп этиш тавсия этилган илмий нашрларда 9 та мақола, жумладан, 8 таси Республика ва 1 таси хорижий журналларда нашр этилган.

Диссертациянинг тузилиши ва хажми. Диссертация таркиби кириш, тўртта боб, хулоса, фойдаланилган адабиётлар рўйхати ва иловалардан иборат. Диссертация хажми 117 бетни ташкил этади.

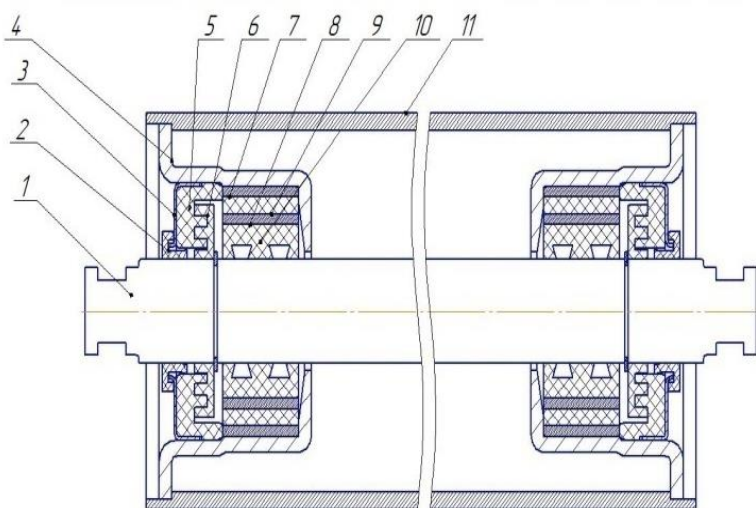
ДИССЕРТАЦИЯНИНГ АСОСИЙ МАЗМУНИ

Кириш қисмида олиб борилган тадқиқотнинг долзарблиги ва унга бўлган талаб, тадқиқот мақсади ва вазифалари асосланган, тадқиқот объекти ва предмети тавсифланган, тадқиқотнинг республика фан ва технологиялари ривожланишининг устувор йўналишларига боғлиқлиги кўрсатилган, тадқиқотнинг илмий янгилиги ва амалий натижалари баён қилинган, олинган натижаларнинг илмий ва амалий аҳамияти очиб берилган, тадқиқот натижаларининг амалиётга қўлланилиши, нашр қилинган ишлар ва диссертация тузилиши келтирилган.

Диссертациянинг «**Тасмали конвейерларнинг замонавий ҳолати, ишлаш муддати ва чидамлилигини ошириш учун конструкцияларини такомиллаштириш бўйича тадқиқотлар таҳлили**» деб номланган биринчи бобида, тоғ-кон саноати корхоналарида тасмали конвейерларни ишлатиш ва таъмирлаш бўйича тадқиқотларни ҳамда мавжуд конструкциядаги тасмали конвейерларнинг таҳлили асосида янги таркибли қайишқоқ элементли роликли

механизми бўлган сирпаниш подшипникли конвейернинг ишлаб чиқилган самарали конструктив схемаси келтирилган. Бугунги кунда бутун тоғ-кон саноати корхоналари муваффақиятли ишлашининг калити, авваламбор, ускуналарнинг ишончли ва муаммосиз ишлашини таъминлаш учун барча бўлимларнинг ўзаро мувофиқлаштирилган муносабатларида тасмали конвейер ва унинг қисмларида нуқсон ва муаммоларнинг келиб чиқиши натижасида кўпроқ энергия талаб қиладиган бўлиб қолмоқда. Буларнинг барчаси техник хизмат кўрсатиш, диагностика ишончилиги ва ускунани ўз вақтида таъмирлаш учун механизмларнинг янги такомиллаштирилган конструкцияларини ишлаб чиқишга оид олиб борилган тадқиқотлар таҳлили берилган.

Тасмали конвейер таркибий қисми бўлган йўналтирувчи роликли механизмда думалаш подшипниги ўрнига пластмасса ва қайишқоқ элементли материаллардан тайёрланган сирпанувчи втулкали механизмнинг конструктив схемаси 1-расмда келтирилган.



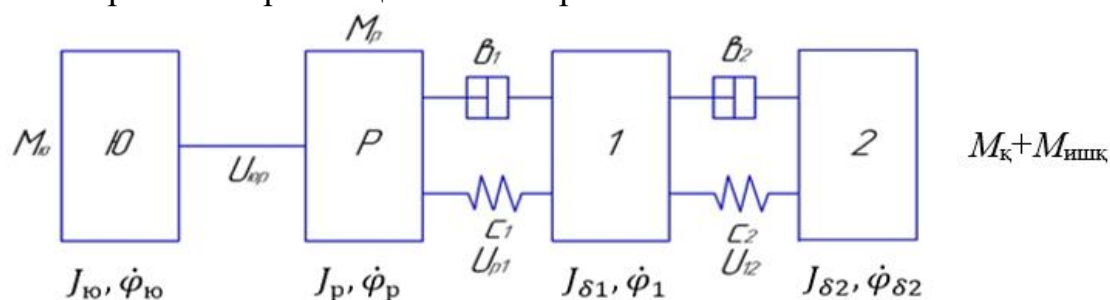
1-ўқ, 2-лабиринт қопқоқ, 3-метал қопқоқ, 4-ступица, 5-лабиринт химоя қопламаси¹, 6-лабиринт химоя қопламаси², 7-халқа¹, 8-халқа², 9-қайишқоқ элемент, 10-сирпанувчи втулкали таянч, 11-ташқи қобик

1-расм. Тавсия этилган тасмали конвейернинг таркибли, қайишқоқ элементли йўналтирувчи роликли механизм конструкцияси схемаси

Тавсия этилган конструкцияда думалаш подшипниги ўрнига графитокапролондан тайёрланган сирпанувчи втулкали таянч 10 сирпаниш подшипниги қўлланилган. Конструкцияда ишқаланиш зонасига тирқишлар орқали чанг, сув, қум, тошларни киришини чеклаш учун махсус лабиринт қопқоқ 2, 3 лар ишлатилган. Роликли механизм айланма ҳаракатини амалга ошириб берувчи думалаш подшипниги ўрнига қўйиладиган пластмасса графитокапролон втулкали сирпаниш подшипниги материали мустаҳкам, ейилишга чидамли ташқи зарб, орқали деформацияни камайтириш мақсадида сирпанувчи подшипникда амортизацияловчи резинали втулка 7 қўлланилган. Ушбу амортизатор икки метал втулкалар 7, 9 лар орасида ўрнатилган. Бунда сирпанувчи втулкали таянч 10 ва 1 ўқ орасидаги ишқаланиш нисбатан камаяди.

Диссертациянинг «Таркибли қайишқоқ элементли ролиги бўлган подшипникли тасмали конвейер параметрларини назарий ҳисоблаш натижалари» деб номланган иккинчи бобида, тасмали конвейер юритиш механизмини ўз ичига олган машина агрегати динамик таҳлили ҳамда таркибли

қайишқоқ элементли йўналтирувчи роликнинг қобиғи ва ташқи гардишининг тебранишларини назарий таҳлили келтирилган.



2-расм. Тасмали конвейер юритиш механизми машина агрегати ҳисоб схемаси

Бунда $Ю$ -масса, электр юритгичнинг ротори; P -масса редуктор айланувчи элементларини чиқувчи валига келтирилган массалари ва ярим муфта массаси; 1-масса ярим муфта ва етакловчи барабан массаси; 2-масса етакланувчи барабан массаси олинган.

Тавсия этилган тасмали конвейер механизминини ўз ичига олган машина агрегати ҳаракатини ифодаловчи дифференциал тенгламалар системаси олинди

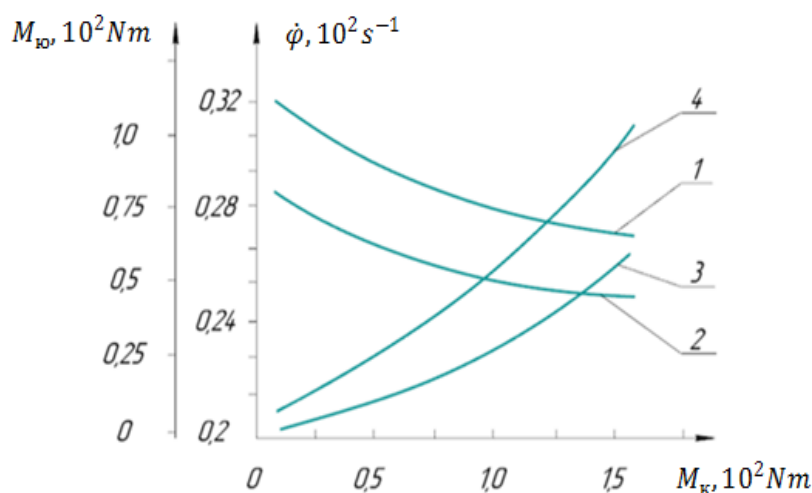
$$\begin{aligned} \dot{M}_{ю} &= (\omega_c - p\dot{\varphi}_{ю})\psi - \frac{M_{ю}}{T_{э}}, \\ \dot{\psi} &= \frac{2M_{к} - \psi}{T_{э}} - (\omega_c - p\dot{\varphi}_{ю})M_{ю}, \\ T_{э} &= \frac{1}{\omega_c \cdot S_k}; \psi = \frac{S_k}{S}(M_{ю} + T_{э}\dot{M}_{юк}), \\ J_{э}\ddot{\varphi}_{ю} &= M_{ю} - M_{ишк} - u_{юр}M_p, \\ J_p\ddot{\varphi}_p &= M_p - \varepsilon_1(\dot{\varphi}_p - u_p\dot{\varphi}_1) - c_1(\varphi_p - u_{p1}\varphi_1), \\ J_{\delta_1}\ddot{\varphi}_1 &= u_{p1}\varepsilon_1(\dot{\varphi}_p - u_{p1}\dot{\varphi}_1) + u_{p1}c_1(\varphi_p - u_{p1}\varphi_1) - \\ &\quad - \varepsilon_2k_1(\dot{\varphi}_1 - u_{12}\dot{\varphi}_2) - c_2k_1(\varphi_1 - u_{12}\varphi_2), \\ J_{\delta_2}\ddot{\varphi}_2 &= u_{12}k_1\varepsilon_2(\dot{\varphi}_1 - u_{12}\dot{\varphi}_2) + u_{12}k_1c_2(\varphi_1 - u_{12}\varphi_2) - \\ &\quad - [(M_1 - M_0 \sin \omega t \pm \delta M_0) + M_{ишк}], \end{aligned} \quad (1)$$

бунда $\dot{\varphi}_{ю}, \dot{\varphi}_p, \ddot{\varphi}_1, \ddot{\varphi}_2$ – электр юритгич ротори, редуктор чиқиш вали ва барабанларнинг валлардаги бурчак тезликлар; $J_{ю}, J_p, J_{\delta_1}, J_{\delta_2}$ – мос равишда электр юритгич ротори, редуктор чиқиш вали ва барабанлар валларига келтирилган инерция моментлари; $u_{юр}, u_p, u_{12}$ – массалар орасидага узатиш нисбатлари; $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ – муфта ва тасманинг диссипация коэффицентлари; c_1, c_2 – муфта ва тасманинг айланма ва бикирлик коэффицентлари; M_p – радиал чиқиш валидаги буровчи момент; $M_{к}$ – транспортировка қилинаётган рудадан келаётган қаршилик momenti; $M_1, M_0, \delta M_0$ – қаршилик momenti ўртача амплитуда қийматлари ва тасодифий ташкил этувчиси; $T_{э}$ – электр юритгичнинг ўзгармас вақт кўрсаткичи; S_l, S_k – электр юритма ротори сирпаниши ва унинг

критик қиймати, ψ – ёрдамчи ўзгарувчан коэффициент, ω_c – электр таъминлашнинг айланма частотаси; p – электр юритгич жуфт полюслар сони; M_k – электр юритгич моментини критик қиймати.

Назарий тадқиқотларда асосан конвейер барабанларини ҳаракат қонунини ўрганиш, бурчак тезликларини ўзгариши чегараларини аниқлаш, тасмани диссипатив-бикирлик хусусиятларини, технологик қаршилик ва инерцион параметрларини ўзгаришини юкланиш ва ҳаракат қонунига таъсирини ўрганиш натижасида мақбул қийматлари асосланди.

Олинган ҳаракат қонунлари ва боғланиш графиклари таҳлилига кўра M_k нинг қийматлари $0,15 \cdot 10^2 Nm$ дан $1,5 \cdot 10^2 Nm$ гача ўзгарганда электр юритгич валидаги буровчи момент $0,17 \cdot 10^2 Nm$ дан $0,86 \cdot 10^2 Nm$ гача ортади, бунда ишқаланиш кучлари momenti $0,11 \cdot 10^2 Nm$ дан $0,41 \cdot 10^2 Nm$ гача етишини кўриш мумкин. Барабанлар бурчак тезликлари орасидаги фарқ технологик қаршилик ортиши билан камайишини кўриш мумкин. Бунинг асосий сабаби катта юкланишда тасманинг деформацияланиш қийматлари катта бўлса ҳам ўзгариш оралиқлари кичик бўлишидир (3-расм).



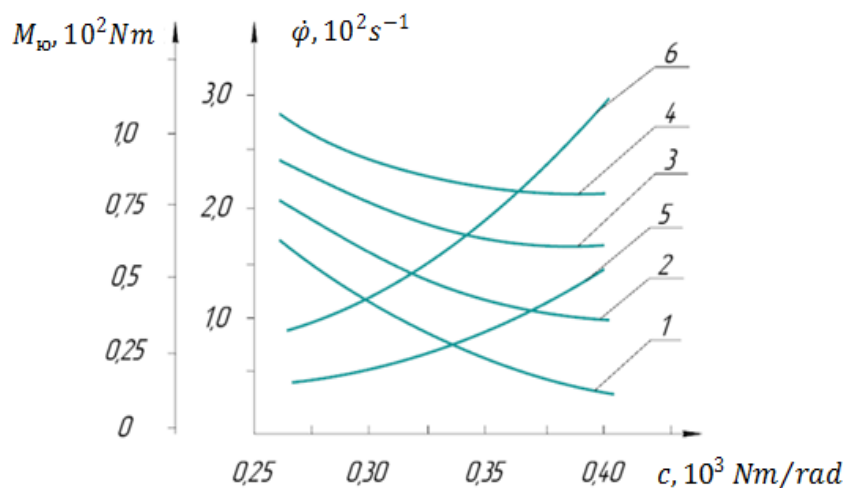
1 – $\phi_1 = f(M_k)$; 2 – $\phi_2 = f(M_k)$; 3, 4 – $M_{ю} = f(M_k)$; 3 – $M_{ишқ} = 43 Nm$; 4 – $M_k = 26 Nm$
3-расм. Тавсия этилган тасмали конвейер подшипникли таянчини таркибли қайишқоқ элементи бўлган етакловчи ва етакланувчи барабанлари бурчак тезликларини ва юритгич юкланиши ўзгаришини технологик қаршиликка боғлиқлик графиги

Таъкидлаш лозимки, таркибли ролик амартизатори ҳисобига тасмани тебранишини камайиши барабанларнинг бурчак тезликлари тебранишларини ҳам камайишига олиб келади. Лекин, тасмани керакли даражада тебранишини таъминлаш орқали ташилаётган рудани бир текисда бўлишига олиб келади. Шунинг учун технологик қаршилик қийматларини $(1,3 \div 1,6) \cdot 10^2 Nm$ дан ошмаслигига эришиш тавсия этилади.

Тажрибавий тадқиқотлар натижаларига кўра, етакланувчи барабаннинг бурчак тезлиги тебраниш қамрови қийматини $\Delta\phi_2 \leq (0,21 \div 0,25)10 s^{-1}$ оралиғида бўлишини таъминлаш учун $c_2 \leq (260 \div 300) Nm/rad$ ташилаётган рудадан келаётган технологик қаршилик бўлганда $M_k = (1,3 \div 1,6) \cdot 10^2 Nm$ оралиғида бўлиши тавсия этилади. Юқорида қайд этилганидек, тасма айланма

бикирлигини ортиши барабанларни бурчак тезликларини ўзаро яқинлашувига ва $\Delta\dot{\phi}_1$ ва $\Delta\dot{\phi}_2$ ларни камайишига олиб келади.

4-расмда тасмали конвейер барабанлари бурчак тезлиги тебраниш қамрови ва юритгичдаги юкланишни ўзгаришини тасма бикирлик коэффициентини ўзгаришига боғлиқлик графиги келтирилган. Графиклар таҳлилига кўра таъсир коэффициенти 1,15 га тенг бўлганда ($c_2 = 2,5 \cdot 10^4 N/m$, $v = 6,5 Ns/m$) тасманинг айланма бикирлик коэффициенти $0,264 \cdot 10^3 Nm/rad$ дан $0,40 \cdot 10^3 Nm/rad$ гача ортганида $\Delta\dot{\phi}_1$ қийматлари $1,71 s^{-1}$ дан $1,42 s^{-1}$ гача чизиксиз қонуниятда камайса етакланувчи барабан бурчак тезлигини тебраниш қамрови қийматлари $2,49 s^{-1}$ дан $1,75 s^{-1}$ гача камайиши аниқланди. Демак, етакланувчи ва етакловчи барабанлар бурчак тезликларини ўзаро яқинлаштириш, ҳамда тебраниш қамровларини $\Delta\dot{\phi}_2 \leq (0,21 \div 0,25) s^{-1}$ оралиғида бўлишини таъминлаш учун параметрларнинг куйидаги қийматлари тавсия этилди. $c_2 = (0,32 \div 0,38) \cdot 10^3 Nm/rad$; $v_2 = (9,0 \div 10) \cdot 10^3 Nm/rad$; $\kappa = 1,15$. Бурчак тезликни нотекистик коэффициентини керакли чегарада олиш учун, асосан инерция моменти қийматлари мос равишда танланади. Тасмали конвейер барабанлари инерция моменти қийматлари $0,32 kgm^2$ дан $0,45 kgm^2$ гача орттирилганда $\Delta\dot{\phi}_1$ қийматлари $2,12 s^{-1}$ дан $0,36 s^{-1}$ гача чизиксиз қонуниятда камаяди ва етакланувчи барабан бурчак тезлиги тебраниш қамрови қийматлари $2,9 s^{-1}$ дан $0,82 s^{-1}$ гача камайиши аниқланди. Бунда $\Delta\dot{\phi}_2$ ни керакли ораликда сақлаш учун $J_{\phi_1} = (0,45 \div 0,52) kgm^2$ ва $J_{\phi_2} = (0,42 \div 0,45) kgm^2$ оралиғида бўлиши тавсия этилади.



$$1,3 - \dot{\phi}_1 = f(c) - \kappa_1 = 1,15; 2,4 - \dot{\phi}_2 = f(c) - \kappa_1 = 1,0;$$

$$5 - M_{\text{ю}} = f(c); M_{\text{к}} = 1,0 \cdot 10^2 Nm; 6 - M_{\text{ю}} = f(c); M_{\text{к}} = 1,5 \cdot 10^2 Nm$$

4-расм. Тасмали конвейер барабанлари бурчак тезлиги тебраниш қамрови ва юритгичдаги юкланишини ўзгаришини тасма бикирлик коэффициентини ўзгаришига боғлиқлик графиги

Технологик қаршилиқни вертикал ташкил этувчиси ўзгариши ҳисобига сирпаниш подшипниги ўқига юкланиш ортади. Сирпанувчи графитокапролонли втулка билан ишқаланиш кучи ортади. Уларни амортизация даражасини таъминлаш учун таркибли йўналтирувчи роликнинг қобиғи ва ташқи гардиши массасини амортизация қилувчи резинали втулка

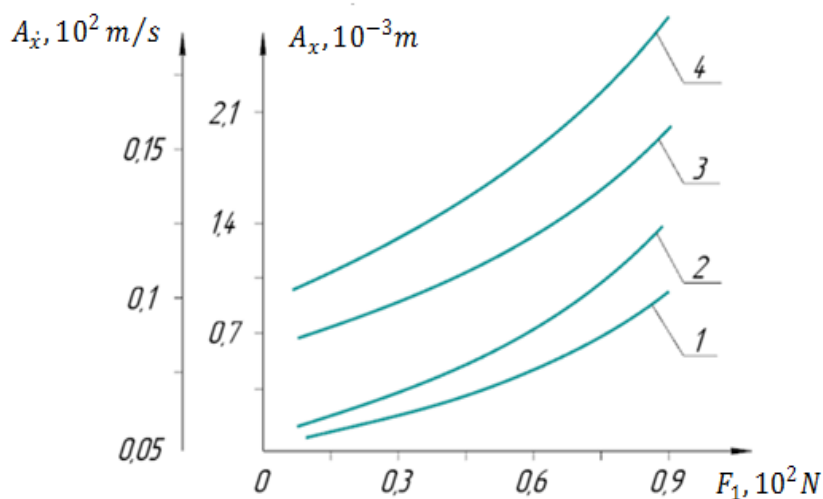
параметрларини асослаш муҳимдир. Бунда ролик қобиғи ва ташқи гардишини бир массали тебранувчи система сифатида белгилаб, унинг тебранишлари қуйидаги тенглама билан ифодаланади.

$$(m_k + m_r) \frac{d^2x}{dt^2} + b \frac{dx}{dt} + cx = F_1 + F_0 \sin \omega t \pm \delta F_0, \quad (2)$$

бунда F_1, F_0 – тасмали конвейерда хом ашёни транспортировкадаги сирпаниш подшипниги қобиғига таъсир қилувчи ташқи кучнинг ўртача қиймати ва ўзгарув қисмининг амплитудаси; δF_0 – ташқи таъсир кучининг тасодифий ташкил этувчиси.

Масалани ечишда асосан тасмали конвейер сирпанувчи подшипниги таркибли роликнинг қобиғи ва ташқи гардиши тебранишларини асослаш, частота ва амплитудасига параметрларини, технологик қаршиликни таъсирини ўрганиш, натижада уларнинг мақбул қийматларини тавсия қилиш асосий ҳисобланади.

5-расмда тасмали конвейер таркибли подшипник ролиги қобиғи ва ташқи гардиши тебранишлари силжиши ва тезлик амплитудаларини технологик қаршиликка боғлиқлик графиги келтирилган. Технологик қаршиликнинг қийматлари $0,15 \cdot 10^2 N$ дан $0,89 \cdot 10^2 N$ гача ортирилса, ҳамда $m_k + m_r = 0,61 kg$ қилиб олинганда тебраниш амплитудаси $0,12 \cdot 10^{-3} m$ дан $0,83 \cdot 10^{-3} m$ гача чизиксиз қонуниятда ортиб борса, масса $0,42 kg$ бўлганда, эса тебраниш амплитудаси $1,37 \cdot 10^{-3} m$ гача ортиши кузатилади. Тебраниш амплитудасини ҳаддан ташқари ортиши тасма тебранишларини ҳам кўпайтиради, рудани сакраб тўкилишига олиб келиши мумкин. Шунинг учун тажриба натижаларини эътиборга олиб A_x ва $A_{\dot{x}}$ ларни қийматлари мос равишда $(0,1 \div 0,2) \cdot 10^{-4} m$, ҳамда $(0,1 \div 0,15) \cdot 10^2 m/s$ оралиғида бўлиши тавсия этилади.

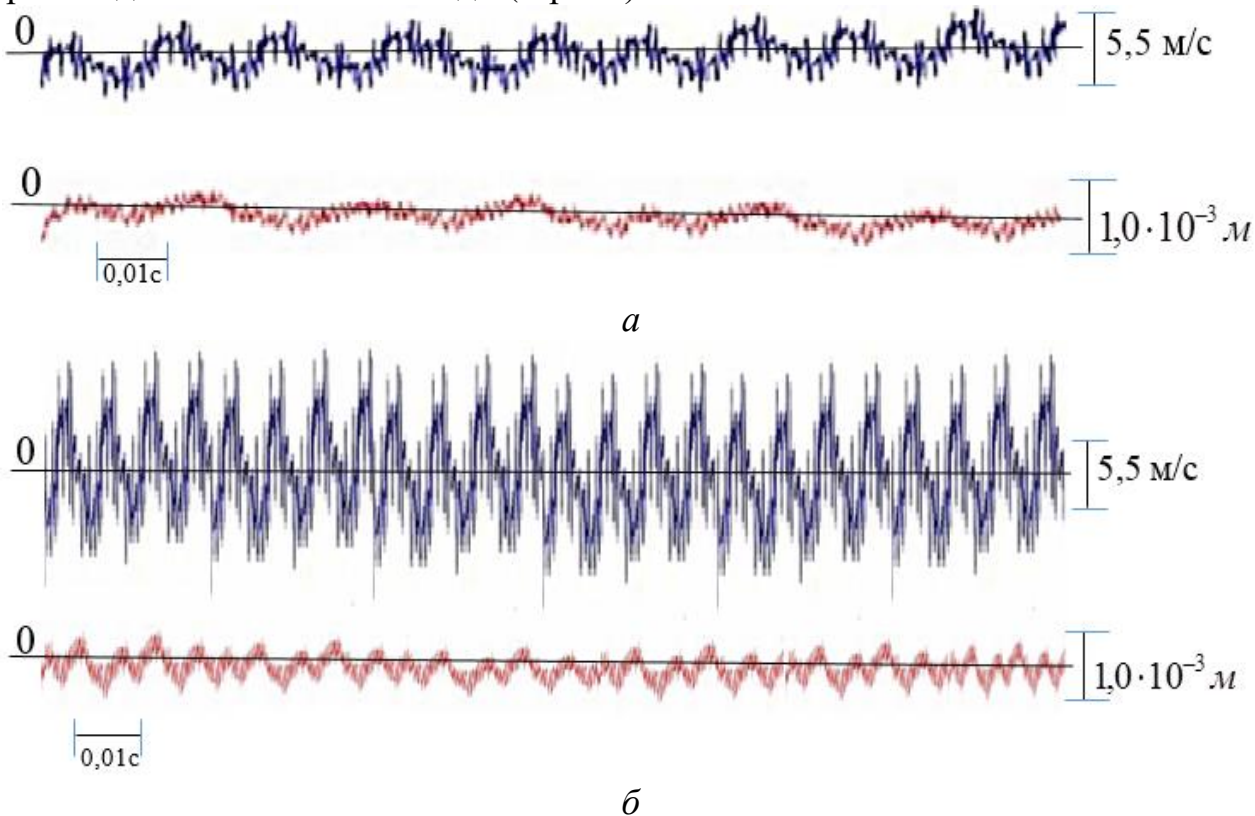


1, 2 – $A_x = f(F_1)$; 3, 4 – $A_{\dot{x}} = f(F_1)$; 1, 3 – $(m_k + m_r) = 0,61 kg$; 2, 4 – $(m_k + m_r) = 0,42 kg$

5-расм. Тасмали конвейер таркибли подшипник ролиги қобиғи ва ташқи гардишини тебранишлари силжиши ва тезлик амплитудаларини технологик қаршиликка боғлиқлик графиги

Маълумки амортизатор, яъни резинали втулка бикирлик коэффицентини қанча кичик бўлса, ролик қобиғи ва ташқи гардишини тебраниш амплитудаси шунчалик ортади. Бунда тебраниш частотаси ва амплитудаси ташқи қаршилик кучи қийматлари ҳамда уларни ўзгаришини кўрсатувчи параметр, яъни тасмани

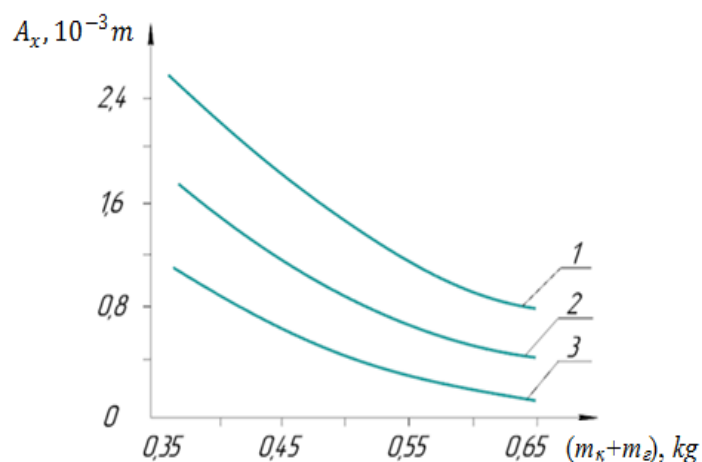
чизиқли тезлигига тўғридан-тўғри таъсир қилади. Технологик қаршилик кучи тебраниш амплитудасини ортишига олиб келса, уни камайтириш учун резинали втулка бикирлик коэффициентини орттириш йўли билан амалга ошириш мумкин. Шунинг учун, юқорида таъкидлангандек, тавсия этилган сирпаниш подшипниги амплитудаси $(0,1 \div 0,2) \cdot 10^{-2} \text{ m}$ оралиғида бўлишини таъминлаш учун ролик амортизатори бикирлик коэффициентини $(1,2 \div 1,4) \cdot 10^4 \text{ N/m}$ оралиғида олиш тавсия этилади (6-расм).



a
б
a-тасма тезлиги $1,5 \text{ m/s}$, технологик қаршилик 40 N ва амортизатор бикирлик коэффициенти $1,5 \cdot 10^4 \text{ N/m}$ бўлганда
б- тасма тезлиги 4 m/s , технологик қаршилик 80 N ва амортизатор бикирлик коэффициенти $1,25 \cdot 10^4 \text{ N/m}$ бўлганда

6-расм. Тасмали конвейер тезлигини ва амортизатор бикирлигини ўзгаришига қараб подшипникли таянчнинг таркибли ролиги қобиғи ва ташқи гардиши тебранишларини ўзгариш қонуниятлари

Таъкидлаш лозимки, тавсия этилган подшипникли таркибли ролиги қобиғи ва ташқи гардиши массаси уларни тебраниш амплитудаси тўғридан тўғри таъсир кўрсатади (7-расм). Тасмадаги руда бўлақларини тегишлича титратиб, бир текисда транспортировка қилишини таъминлаш, тебраниш амплитудасини $(0,1 \div 0,2) \cdot 10^{-2} \text{ m}$ оралиғида бўлиши учун қобиқ ва ташқи гардиш массаси тавсия қийматлари $(0,45 \div 0,55) \text{ kg}$ қилиб олиш мақсадга мувофиқдир. Тебраниш тезлиги кўп жиҳатдан амортизатор диссипация коэффициентини ўзгаришига боғлиқ бўлади. Шунинг учун подшипник таркибли ролиги қобиғи ва ташқи гардиши тагидаги резина амортизаторнинг диссипация коэффициенти қийматлари $(4,5 \div 7,0) \text{ Ns/m}$ оралиғида тавсия этилади.



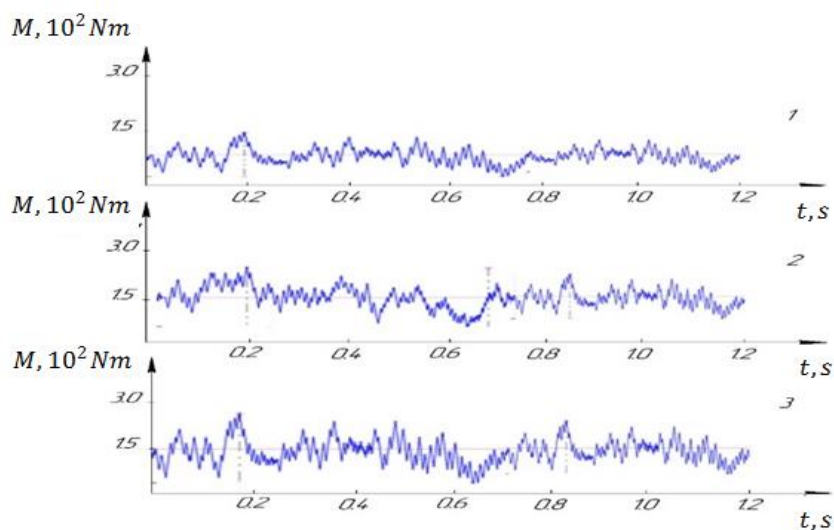
1 – $c = 1,5 \cdot 10^4 N/m$; 2 – $c = 2,0 \cdot 10^4 N/m$; 3 – $c = 2,5 \cdot 10^4 N/m$

7-расм. Тасмали конвейер подшипниги таркибли ролиги қобиғи ва ташқи гардишининг тебраниш амплитудасини ўзгаришини уларнинг массасига боғлиқлик графиги

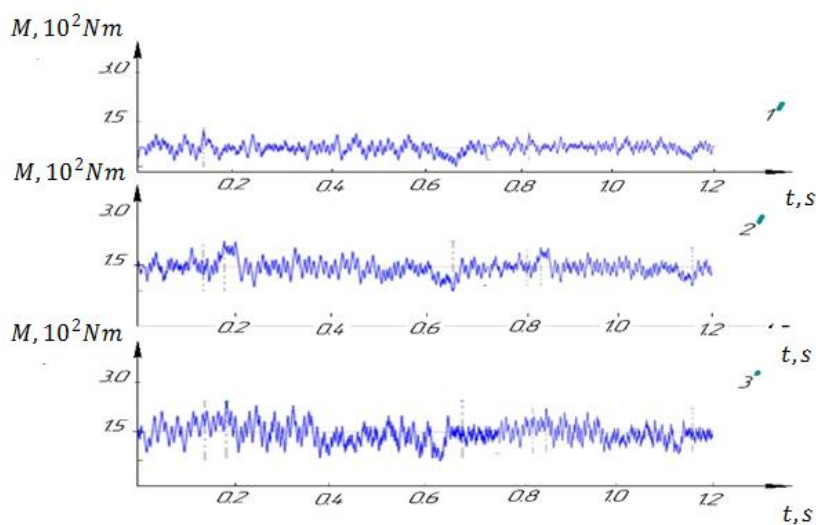
Дессертациянинг «Тасмали конвейернинг такомиллашган конструкцияли таркибли йўналтирувчи роликли механизмлари айланишига қаршилигини ўрганиш бўйича тажрибавий тадқиқотлари» деб номланган учинчи бобида, тасмали конвейер барабанлари ҳаракат қонуни ва юкланишлари, таркибли йўналтирувчи роликнинг қобиғи ва гардиши тебранишлари, роликни айланишига қаршилиқларини тажрибада аниқлаш натижалари келтирилган.

Тавсия этилган таркибли ролиги бўлган подшипник таянчли конвейер барабанларидаги буровчи момент ва айланиш частотасини, ҳамда таркибли ролик қобиғи ва гардишини тебраниши, айланишига қаршилиги ва графитокапролонни подшипник асосини ўқ билан ишқаланишдаги ҳароратини ўлчаш бўйича электротензометрик схемага асосан амалга оширилди. Тажрибалар натижаларига асосан тасмали конвейер етакловчи ва етакланувчи барабанлари буровчи моментлари, технологик қаршилик ва бурчак тезликларининг тебраниш қамровлари конвейер тасмасининг айланма бикирлигига боғлиқ бўлади (8-расм).

Боғланиш графикларига асосан ташилаётган олтин рудасидан келаётган технологик қаршилик $0,35 \cdot 10^2 Nm$ дан $2,0 \cdot 10^2 Nm$ гача орттирилганида, барабанлар валларидаги буровчи моментлар қийматлари чизиксиз қонуниятда ортади (9-расм). Барабанлар бурчак тезликлари ўртача қийматлари фарқини камайтириш учун, ҳамда тебраниш қамровларини камайтириш мақсадида конвейер тасмасининг айланма бикирлик коэффициентининг қиймати $(0,35 \div 0,38) \cdot 10^3 Nm/rad$ оралиғида бўлиши тавсия этилади. Бу эса назарий тадқиқотлар натижасига ҳам мос келади. Тасмали конвейер барабанлари бурчак тезликлари тебраниш қамровини технологик қаршиликка боғлиқлик графиги таҳлилига асосан қайд этиш мумкинки (10-расм), ташилаётган рудадан келаётган қаршилик $0,35 \cdot 10^2 Nm$ дан $2,0 \cdot 10^2 Nm$ гача кўпайиши билан етакланувчи барабан бурчак тезлиги тебранишлари қамрови қийматлари $0,24 c^{-1}$ дан $2,21 c^{-1}$ гача ортса, $\Delta\phi_2$ ни қийматлари $0,43 c^{-1}$ дан $3,11 c^{-1}$ гача

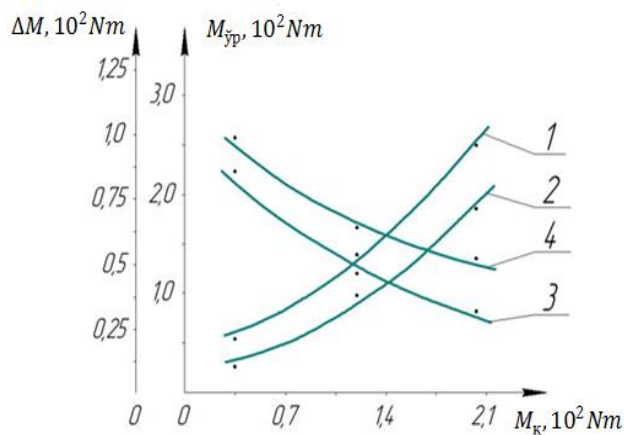


a



б

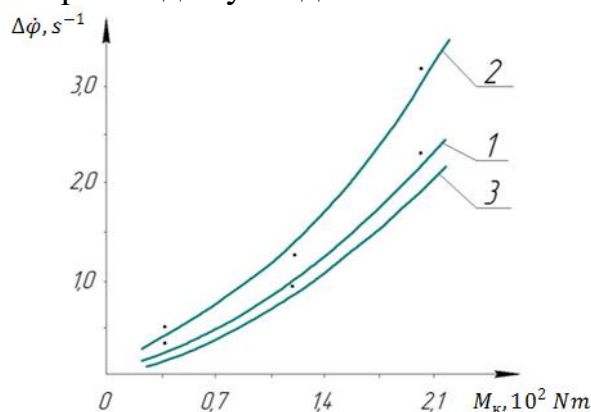
1 – $M_K = 1,0 \cdot 10^2 Nm$; 2 – $M_K = 1,5 \cdot 10^2 Nm$; 3 – $M_K = 2,0 \cdot 10^2 Nm$
 а-етақловчи барабан валидаги буровчи моментни ўзгариш қонуниятлари
 1 – $M_K = 1,0 \cdot 10^2 Nm$; 2 – $M_K = 1,5 \cdot 10^2 Nm$; 3 – $M_K = 2,0 \cdot 10^2 Nm$
 б-етақланувчи барабан валидаги буровчи моментни ўзгариш қонуниятлари
8-расм. Барабанлардаги буровчи моментларни ўзгариш қонуниятлари



1 – $M_1 = f(M_K)$; 2 – $M_2 = f(M_K)$; 3 – $\Delta M_1 = f(M_K)$; 4 – $\Delta M_2 = f(M_K)$.

9-расм. Тасмали конвейер барабанларидаги буровчи моментлар, уларнинг тебраниш камровларини технологик қаршилиги ўзгаришига боғлиқлик графиги

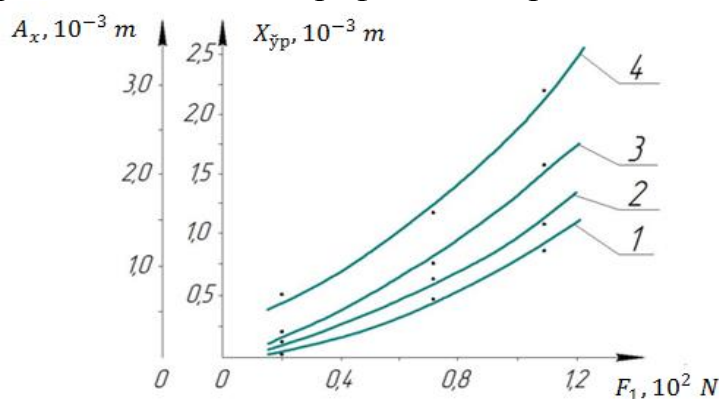
чизиқсиз қонуниятда ортиши кузатилади. Бунда тасмани ва таркибли подшипник амортизатори биқирликлари қийматлари таъсири етарли даражада бўлади. Тажрибавий тадқиқотлар асосида келтирилган электротензометрик схемаси асосан тавсия этилган конвейернинг таркибли ролиги қобиғи ва ташқи металл гардишини тебраниш қонуниятлари олинди. Олинган осилограммалар таҳлиliga асосан ролик қобиғи ва гардишини тебранишлари асосан ўқдан пастга силжиган бўлиб, тебраниш амплитудаси технологик қаршилик ортиб боришига пропорционал равишда кўпайди.



1,3 – $\Delta\phi_1 = f(M_k)$; 2 – $\Delta\phi_2 = f(M_k)$; 1,2 – тажрибавий, 3 – назарий

10-расм. Тасмали конвейер барабанлари бурчак тезликлари тебраниш қамровини технологик қаршиликка боғлиқлик графиги

11-расмда тасмали конвейер таркибли ролиги қобиғи ва ташқи металл гардиши тебранишларидаги ўқни силжиши ва амплитудасини технологик қаршиликни ўзгаришига боғлиқлик графиги келтирилган.



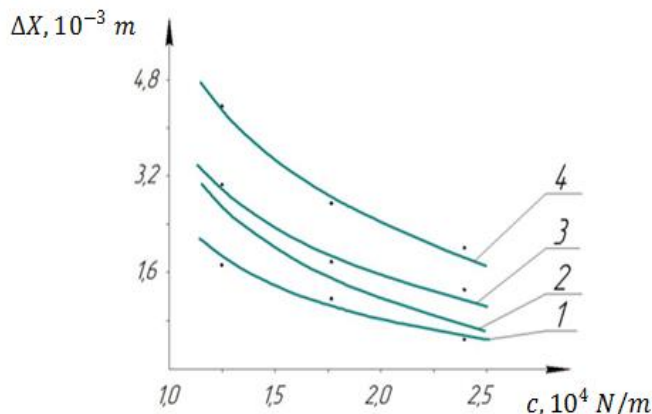
1,2 – $x_{ўр} = f(F_1)$; 3,4 – $A_x = f(F_1)$; 1,3 – $(m_k + M_r) = 0,75 \text{ kg}$;

2,4 – $(m_k + m_r) = 0,5 \text{ kg}$

11-расм. Тасмали конвейер таркибли ролиги қобиғи ва ташқи метал гардиши тебранишларидаги ўқни силжиши ва амплитудасини технологик қаршиликни ўзгаришига боғлиқлик графиги

Маълумки қанча масса юқори бўлса, шунча унинг тебраниш амплитудаси камаяди. Ташилаётган рудани тасма сиртида бир текислигини таъминлаш учун таркибли ролик тебранишлари амплитудаси $(1,0 \div 2,0) \cdot 10^{-3} \text{ m}$ оралиғида бўлиши ҳамда массаси $(0,5 \div 0,55) \text{ kg}$ дан пастроқ танланиши тавсия этилади. Тажриба натижаларига кўра таркибли роликнинг қобиғи ва ташқи метал

гардиши тебраниш қамровини резинали амортизаторининг бикирлик коэффициентиги боғлиқлик графиги берилган (12-расм). Қўрилган графиклар таҳлили бўйича таъкидлаш лозимки, таркибли ролик резинали амортизатори бикирлик коэффициенти қийматлари $1,25 \cdot 10^4 N/m$ дан $2,4 \cdot 10^4 N/m$ гача ўзгарганда, қобиқ ва гардиши тебранишлари қамрови $F_1 = 0,5 \cdot 10^2 N$ бўлганида, Δx қийматлари $1,71 \cdot 10^{-3} m$ дан $0,87 \cdot 10^{-3} m$ гача камайган бўлса, $F_1 = 1,0 \cdot 10^2 N$ бўлганда эса, Δx қийматлари $4,21 \cdot 10^{-3} m$ дан $2,31 \cdot 10^{-3} m$ гача чизиксиз қонуниятда камаяди. Назарий ва тажрибавий натижалар қиёсланганда, уларнинг фарқи $c = (1,25 \div 1,5) \cdot 10^4 N/m$ оралиғида бўлиб (6,0 ÷ 8,0) фоизни ташкил этади.



1,2 – $\Delta x = f(c)$, $F_1 = 0,5 \cdot 10^2 N$ да; 3 – $\Delta x = f(c)$, $F_1 = 0,75 \cdot 10^2 N$ да;
4 – $\Delta x = f(c)$, $F_1 = 1,0 \cdot 10^2 N$ да. 1, 3, 4 – тажрибавий, 2 – назарий

12-расм. Таркибли роликнинг қобиғи ва ташқи метал гардиши тебраниш қамровини резинали амортизатори бикирлик коэффициентига боғлиқлик графиги

Тавсия этилган таркибли йўналтирувчи роликни айланишига қаршилиги тажрибада аниқланди. Роликни айланишига қаршилиги асосан ташқи технологик куч ишқаланиш кучини ўзгаришига боғлиқ. Тажрибалар асосида тасмали конвейер йўналтирувчи роликли механизмнинг айланиш қаршилигига боғлиқ бўлган юкланиш $F_r = 130 N, 190 N, 270 N$ ва айланиш частотаси $f = 150 \text{ ayl/min}, 300 \text{ ayl/min}, 450 \text{ ayl/min}$, бўлган резина (7В-54МВС, 7ИРП13-46, 7ИРП13-48) ва пластмасса (ПВХ, фторопласт, графитокапролон) материалларидан тайёрланган детал ва «Литол-24» мойлари учун энг яхши кўрсаткич деб, юкланиш $F_r = 130 N$, айланиш частотаси $f = 150 \text{ ayl/min}$ топилди. Литол-24 кўрсаткичлар механизм айланиш қаршилигига нисбатан ҳарорат коэффициентининг ўзгариши $k(t) = 1 - 0,16(t + 30)$, формуладан аниқланади, ҳарорат коэффициенти юқори ва пастки кўрсаткичлар 0,27 дан 0.021 гача бўлган ораликда кўрилди. Демак, бундан хулоса қилиш керак бўлади тасмали конвейер йўналтирувчи роликли механизмини атроф муҳит ҳароратида -30 дан $+30$ °С да ишлатиш тавсия этилади ва ҳарорат коэффициенти $k(t) = 0,16$ бўлган шароитда $t \geq 30$ °С шаклини олади ва ушбу кўрсаткич энг яхши кўрсаткич деб хулоса чиқариш мумкин. Шунингдек графитокапролон ва подшипник ўқи орасидаги ишқаланиш кучи Литол-24 мойи қўлланилганда аниқланди. Бунда таркибли ролик айланишига қаршилиқ минимал қийматларга эга бўлди.

Дессертациянинг «Тасмали конвейер йўналтирувчи роликли механизмнинг такомиллаштирилган конструкциясини ишлаб чиқариш синов натижалари ва иқтисодий самарадорлик» деб номланган тўртинчи бобида, тасмали конвейерни таркибли йўналтирувчи роликли механизмлари конструкциясини такомиллаштириш бўйича Навоий кон-металлургия комбинати давлат корхонасида ўтказилган синов натижалари келтирилган, ҳамда модернизация қилинган конвейерни жорий этишдан олиндиган йиллик иқтисодий самара берилган. Синов Навоий кон-металлургия комбинати давлат корхонаси «Марказий илмий-тадқиқот лабораторияси»да ўтказилди. Синовлар давомида тасмали конвейерга ўрнатилган йўналтирувчи роликли механизм айланма ҳаракатни бир меъёрда ҳаракатланишини таъминлаб турди. Таҳлиллар завод сифат назорат бўлими ва илмий-тадқиқот лабораториясида ўтказилди. Синов натижалари шуни кўрсатдики: таркибли йўналтирувчи роликли механизмда таянч, текис айланма ҳаракатни амалга ошириб берувчи думалаш подшипниги ўрнига сирпанувчи таянч вазифасини бажарувчи детал қўлланилганда механизмнинг механик шкастланиши 5,6 % гача ва ташқи таъсир натижасида шкастланиш 4,99 % гача камайди. Бунинг натижасида тасмали конвейер таркибли йўналтирувчи роликли механизмларининг эксплуатацион самарадорлигини 10-15 % гача ошириш имконини берди. Бир дона таркибли йўналтирувчи роликли механизм учун йиллик иқтисодий самарадорлик 393 649.28 сўмни ташкил этади.

ХУЛОСАЛАР

1. Тоғ-кон корхоналари тасмали конвейерларнинг ишлаш шартлари ва хусусиятлари кўриб чиқилди, уларнинг асосий таркибий қисмларининг конструкторлик ишларини ишлаб чиқишга махсус талаблар қўйилди. Тасмали конвейер йўналтирувчи роликли механизмларининг конструкциялари таҳлили асосида роликли механизмларининг таркибли, қайишқоқ элементли конструктив схемаси тавсия этилди.

2. Модернизация қилинган тасмали конвейернинг электр юритгич механик характеристикасини, бикирлик-диссипация хусусиятлари, инерцион параметрлари, ташилаётган рудадан келаётган технологик қаршиликни инобатга олиб машина агрегати математик модели ишлаб чиқилган. Масалани ечими асосида электр юритгич юкланишлари, барабанлар ҳаракат қонунлари олинди.

3. Тасмани керакли даражада тебранишлари асосида ташилаётган рудани бир текисда тақсимланишини амалга ошириш учун технологик қаршилик қийматлари $(1,3 \div 1,6) \cdot 10^2 N$ дан ошмаслигига эришиш тавсия этилади.

4. Тасмали конвейер барабанлари бурчак тезликларини тебраниш қамровини технологик қаршиликка боғлиқлик графиклари етакланувчи барабаннинг бурчак тезлиги тебраниш қамрови қийматини $\Delta\phi_2 \leq (0,21 \div 0,25) \text{ с}^{-1}$ оралиғида бўлишини таъминлаш учун $c_2 \leq \frac{(260 \div 300) Nm}{rad}$ ташилаётган рудадан келаётган технологик қаршилик бўлганда $M_k = (1,3 \div 1,6) \cdot 10^2 Nm$ оралиғида бўлиши тавсия этилади. Тасмали конвейер барабанлари бурчак

тезлиги тебраниш қамрови ва юритгичдаги юкланишини ўзгаришини тасма бикирлик коэффициентини ўзгаришига боғлиқлик графиклари қурилди. Етакланувчи ва етакловчи барабанлар бурчак тезликларини ўзаро яқинлаштириш, ҳамда тебраниш қамровларини $\Delta\phi_2 \leq (0,21 \div 0,25) s^{-1}$ оралиғида бўлишини таъминлаш учун параметрларнинг қуйидаги қийматлари тавсия этилади $c_2 = (0,32 \div 0,38) \cdot 10^3 Nm/rad$ $v_2 = (9,0 \div 10) \cdot 10^3 Nms/rad$; $k = 1,15$.

5. Тасмали конвейер барабанлари бурчак тезлиги тебраниш қамрови ва юритгичдаги юкланиш ўзгаришини барабанлар инерция моментларининг ўзгаришига боғлиқлик графиклари олинди. Барабанлар бурчак тезликларини ўзаро тенглаштириш, ҳамда уларнинг тебраниш қамровини $(0,21 \div 0,25) \cdot 10 s^{-1}$ дан ошмаслигини таъминлаш барабанлар инерция моментлари $J_{\delta 1} = (0,45 \div 0,52) kgm^2$ ва $J_{\delta 2} = (0,42 \div 0,45) kgm^2$ оралиғида бўлиши тавсия этилади.

6. Тасмали конвейер таркибли подшипник ролиги қобиғи ва ташқи гардишини тебранишлари силжиши ва тезлик амплитудаларини технологик қаршилиқга боғлиқлик графиклари олинган. Тажриба натижаларини эътиборга олиб A_x ва $A_{\dot{x}}$ ларни қийматлари мос равишда $(0,1 \div 0,2) \cdot 10^{-4} m$, ҳамда $(0,1 \div 0,15) \cdot 10^2 m/s$ оралиғида бўлиши тавсия этилади. Тасмали конвейер подшипниги таркибли ролиги қобиғи ва ташқи гардишининг тебраниш амплитудасини ўзгаришини резинали амортизаторнинг (втулка) бикирлик коэффициентига боғлиқлик графиклари қурилди. Тавсия этилган сирпаниш подшипниги амплитудаси $(0,1 \div 0,2) \cdot 10^{-2} m$ оралиғида бўлишини таъминлаш учун ролик амортизатори бикирлик коэффициентини $(0,1 \div 0,2) \cdot 10^{-2} m$ оралиғида олиш тавсия этилади.

7. Тасмали конвейер подшипниги таркибли ролиги қобиғи ва ташқи гардишининг тебраниш амплитудасини ўзгаришини уларнинг массасига боғлиқлик графиклари аниқланди. Тасмадаги руда бўлақларини тегишлича титратиб, бир текисда транспортировка қилишини таъминлаш, тебраниш амплитудасини $(0,1 \div 0,2) \cdot 10^{-2} m$ оралиғида бўлиши учун қобиқ ва ташқи гардиш массаси тавсия қийматлари $(0,45 \div 0,55) kg$ қилиб олиш мақсадга мувофиқдир. Тасмали конвейер таркибли подшипник ролиги қобиғи ва ташқи гардиши тебранишлари силжиши ва тезлик амплитудасини резинали амортизаторнинг диссипация коэффициентини ўзгаришига боғлиқлик қонуниятлари аниқланди. Қобиқ ва гардишни тебраниш қамровини камайтириш мақсадида подшипник таркибли ролиги қобиғи ва ташқи гардиши тагидаги резина амортизаторнинг диссипация коэффициенти қийматлари $(4,5 \div 7,0) Ns/m$ оралиғида тавсия этилади.

8. Тажрибавий тадқиқотларда электротензометрик усулларни қўллаб тасмали конвейер барабанларидаги буровчи моментлар, бурчак тезликларини ўзгариш қонуниятлари олинди.

9. Тасмали конвейер барабанларидаги буровчи моментлар, уларнинг тебраниш қамровларини технологик қаршилигини ўзгаришига боғлиқлик графиклари олинган. Ташилаётган руда микдори ортиши билан етакловчи

барабандаги моменти нисбатан каттароқ бўлса ҳам, тасманинг айланма бикирлиги ҳисобига етакланувчи барабан валидаги моментни тебраниш қамрови ΔM_1 га нисбатан каттароқ бўлиши аниқланди.

10. Тавсия этилган тасмали барабанлари валларидаги буровчи момент ва бурчак тезликларининг тебраниш қамровларини тасма бикирлик коэффициентига боғлиқлик графиклари қурилди. Барабанлар бурчак тезликлари ўртача қийматлари фарқини камайтириш учун, ҳамда тебраниш қамровларини камайтириш мақсадида конвейер тасмасининг айланма бикирлик коэффициентининг қиймати $(0,35 \div 0,38) \cdot 10^3 \text{ Nm/rad}$ оралиғида бўлиши тавсия этилади. Бу эса назарий тадқиқотлар натижасига ҳам мос келади. Бунда уларнинг фарқи $(5,0 \div 6,5) \%$ дан ошмайди.

11. Тажрибавий тадқиқотлар асосида келтирилган электотензометрик схемаси асосан тавсия этилган конвейернинг таркибли ролиги қобиғи ва ташқи металл гардишини тебраниш қонуниятлари олинди. Тасмали конвейер таркибли ролиги қобиғи ва ташқи металл гардиши тебранишларидаги ўқни силжиши ва амплитудасини технологик қаршиликни ўзгаришига боғлиқлик графиклари олинди. Ташилаётган рудани тасма сиртида бир текислигини таъминлаш учун таркибли ролик тебранишлари амплитудаси $(1,0 \div 2,0) \cdot 10^{-3} \text{ m}$ оралиғида бўлиши ҳамда массаси $(0,5 \div 0,55) \text{ kg}$ дан пастроқ танланиши тавсия этилади.

12. Таркибли роликнинг қобиғи ва ташқи металл гардиши тебраниш қамровини резинали амортизатори бикирлик коэффициентига боғлиқ равишда ўзгариш қонуниятлари олинди, ролик подшипниги қобиғи гардишини тебранишлари қийматларини $(0,1 \div 0,2) \cdot 10^{-2} \text{ m}$ оралиғида бўлишини таъминлаш учун амортизатор бикирлиги $(1,4 \div 1,6) \cdot 10^4 \text{ N/m}$ оралиғида бўлиши аниқланди.

13. Конвейер таркибли ролиги айланишга қаршилигини ўзгариш қонуниятлари олинди, графитокаролондан тайёрланган сирпанувчи втулка ва подшипник ўқи орасидаги ишқаланишни максимал камайтириш учун технологик қаршилик 130 N дан ошмаслиги, айланиш частотаси 150 ayl/min , мой маркаси ҳарорати $t \geq 30^\circ \text{C}$ бўлганида, айланма қаршиликни камайтириш учун ҳарорат коэффициентини $0,16$ га тенг қилиб олиш тавсия этилган.

14. Қиёсий ишлаб чиқариш синовлари шуни кўрсатдики, таянч ва айланма ҳаракатни амалга ошириб берувчи думалаш подшипниги ўрнига ўрнатилган таркибли таянч конструкцияси қўлланилганда роликли механизм механик шкастланиши $5,6$ фоизга камайди, ташқи таъсир натижасида шкастланиш $4,99$ фоизга камайди. Бунинг натижасида тасмали конвейер таркибли йўналтирувчи роликли механизмларининг эксплуатацион самарадорлиги $10-15 \%$ гача ошириш имконини берди. Бир дона таркибли йўналтирувчи роликли механизм учун йиллик иқтисодий самарадорлик $393\ 649,28$ сўмни ташкил этади.

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

**НАВОЙСКОЕ ОТДЕЛЕНИЕ АКАДЕМИИ НАУК РЕСПУБЛИКИ
УЗБЕКИСТАН**

ЖУМАЕВ АКБАРЖОН САЙФУЛЛАЕВИЧ

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ОБОСНОВАНИЕ
ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМОВ СОСТАВНЫХ НАПРАВЛЯЮЩИХ
РОЛИКОВ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ**

05.02.02 – Теория механизмов и машин. Машиноведение и детали машин

**АВТОРЕФЕРАТ
диссертации доктора философии (PhD) по техническим наукам**

НАМАНГАН – 2021

Тема диссертации доктора философии (PhD) зарегистрирована под номером B2020.4. PhD/T1956 Высшей аттестационной комиссии при Кабинете Министров Республики Узбекистан.

Диссертация выполнена в Навоийском отделение Академии наук Республики Узбекистан.

Автореферат диссертации на трех языках (узбекский, русский и английский) размещен на веб-странице по адресу (www.pammqi_info@edu.uz) и на Информационно-образовательном портале «ZiyoNet» по адресу (www.ziyo.net).

Научный руководитель: **Джурасев Анвар Джураевич**
доктор технических наук, профессор

Официальные оппоненты: **Мақсудов Равшанжон Ҳасанович**
доктор технических наук, профессор

Мухамедов Жобирхон
кандидат технических наук, доцент

Ведущая организация: **Ферганский политехнический институт**

Защита диссертации состоится «18» декабря 2021 года в «10⁰⁰» часов на заседании Научного совета PhD.03/30.12.2019.T.90.01. при Наманганском инженерно-строительном институте по адресу: 160103, г. Наманган, ул. И.Каримов, 12. Тел.: (+99869) 234-15-23, факс: (+99869)234-15-23, e-mail: pammqi_info@edu.uz.)

С диссертацией можно ознакомиться в Информационно-ресурсном центре Наманганского инженерно-строительного института (зарегистрирован за № 18779). (Адрес: 160103, г. Наманган, ул. И.Каримов, 12. Тел.: (+99869) 234-15-23.)

Автореферат диссертации разослан «03 декабря» 2021 года.
(Протокол рассылки № 16 «10» ноября 2021 года).



Н.Ф.Байбобоев
Председатель научного совета по присуждению
ученой степени, д.т.н., профессор

В.М.Турдалиев
Ученый секретарь научного совета по присуждению
ученой степени, д.т.н., профессор

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

ВВЕДЕНИЕ (аннотация диссертации доктора философии (PhD) по техническим наукам)

Актуальность и востребованность темы диссертации. В совершенствовании мировой горнодобывающей промышленности, в частности, применении в производстве ресурсосберегающих и долговечных техники и технологий с высокой производительностью большое значение имеет повышение конкурентоспособности механизмов машин. «Учитывая, что 40-70% общей стоимости транспортировки полезных ископаемых из карьеров по всему миру тратится»¹, требуется разработка и внедрение новых улучшенных конструкций высокопроизводительных ленточных конвейеров для горнодобывающих компаний. Ленточные конвейеры обеспечивают непрерывное перемещение минералов на большие расстояния. Поэтому в горнодобывающей промышленности большое значение имеет широкое использование ленточных конвейеров с низким энергопотреблением, высокой производительностью и технологическими характеристиками.

По мере увеличения глубины карьеров в мире ведутся исследования по созданию новых типов транспортных средств, конструкций и ресурсосберегающих технологий, включая разработку ленточных конвейеров, их научно-технических решений. В связи с этим особое внимание уделяется созданию эффективных конструкций конвейеров в исследовательских центрах развитых стран, в том числе Германии, США, Франции, России, Японии, Китая и других стран, снижению шума работы, обоснованию их технологических процессов и параметров.

В нашей республике внедрены передовые научно-обоснованные меры по увеличению объемов добычи полезных ископаемых и разработке новых месторождений на регулярной основе, снижению трудоемкости и энергопотребления, ресурсосбережению, и проводится ряд научно-практических работ по их реализации. В постановлении Президента Республики Узбекистан² обозначены важные задачи по дальнейшему развитию и либерализации экономики, привлечению инвестиций для модернизации производства, созданию дополнительных условий и повышению конкурентоспособности крупных предприятий горно-металлургической отрасли. Решение этих вопросов, в частности, на горнопромышленных предприятиях совершенствование конструкции и обоснование параметров механизмов составных направляющих роликов ленточных конвейеров, и разработка методов их расчета считается одной из важных задач.

Данное диссертационное исследование в определенной степени служит выполнению задач, предусмотренных указами Президента Республики Узбекистан УП-4707 «О программе мер по обеспечению структурных преобразований, модернизации и диверсификации производства на 2015-2019 годы» от 4 марта 2015 года, №УП-4947 «О стратегии действий по дальнейшему

¹ <https://mining-media.ru/ru/article/transport/449-problemy-karernogo-transporta>

² Постановление Президента Республики Узбекистан № ПП-4124 от 17 января 2019 года «О мерах по дальнейшему совершенствованию деятельности предприятий горно-металлургической отрасли».

развитию Республики Узбекистан» от 7 февраля 2017 года, постановлением №ПП-4124 «О мерах по дальнейшему совершенствованию деятельности предприятий горно-металлургической отрасли» от 17 января 2019 года, а также другими нормативно-правовыми документами, принятыми в данной сфере.

Соответствие исследования приоритетным направлениям развития науки и технологий Республики. Данное исследование проводилось в рамках II приоритетного направления развития науки и технологий Республики «Энергетика, энергосбережение и ресурсосбережение».

Степень изученности проблемы. За счет снижения технологической стойкости руды, транспортируемой роликовыми механизмами ленточного конвейера, создания новых эффективных конструкций подшипников скольжения упругого элемента и исследования ресурсосберегающих роликовых механизмов В.Möller (Германия), J.A.Santos (АҚШ), D.A.Dowson, И.Г.Фукс (Франция), Ch.Y.Li, H.S.Cheng (Япония), А.Г.Спиваковский, В.И.Галкин, С.Я.Давыдов, А.Е.Гольберт, Л.Г.Шахмейстер, В.Г.Дмитриев, Е.А.Машков, А.В.Кузнецов, И.В.Шуткин, В.Н.Гетопанов (Россия) увлеченный. Г.Г.Миссбах о динамическом анализе роликовых механизмов, обеспечивающих натяжение конвейерной ленты, A.Grincova, M.Andrejiova, D.Marasova и др. Об исследовании математических и статистических подходов к оценке воздействия и долговечности конвейерной ленты на роликовый механизм.

В нашей республике проведен ряд исследований, направленных на развитие транспортных работ, в том числе по созданию новых ресурсосберегающих конструкций ленточных конвейеров, в частности большой вклад внесли Қ.С.Санакулов, Л.Н.Атакулов, А.Дж.Джураев, Б.Н.Давидбоев, Ю.У.Мирзаханов, П.А.Шеметов, И.П.Эгамбердиев, Р.Ш.Наимова, Н.П.Снитка и другие ученые. Благодаря их научной работе разработаны технологии способы транспортировки грузов на глубоких карьерах при помощи ленточных конвейеров.

Однако при создании ресурсосберегающих ленточных конвейеров и динамическом их анализе не рассмотрены на достаточном уровне изменчивые параметры и теория смазки, не учтены такие научные исследования, как влияние свойств смазочных материалов на работу механизмов составных направляющих роликов ленточных конвейеров, применяемых в горной промышленности.

Связь темы диссертации с планами научно-исследовательских работ высшего учебного заведения, где выполнена диссертация. Диссертационное исследование выполнено в рамках прикладного проекта БВ-Ф2-010 «Разработка и научное обоснование технологии термоциклической обработки деталей горного оборудования» (2017-2020 гг.), предусмотренного в плане научно-исследовательских работ Навоийского государственного горного института.

Цель исследования является разработка конструкции механизмов составных направляющих роликов ленточных конвейеров с упругим элементом, обоснование параметров и режимов их работы на основании

комплексных теоретических и прикладных исследований, а также повышение эффективности конвейеров увлеченный.

Задачи исследования:

на основе анализа конструкций ленточных конвейеров, используемых на горнодобывающих предприятиях, разработка усовершенствованной конструкции подшипника скольжения, являющегося опорой с упругим элементом механизма составного направляющего ролика;

разработка математической модели агрегата машины с учетом механических характеристик электропривода, прочностных и диссипативных свойств, инерционных параметров модернизированного ленточного конвейера и технологического сопротивления транспортируемой руды;

определение влияния технологического сопротивления на колебания угловых скоростей ведущих и ведомых барабанов, определение пределов загрузки;

изучение влияния коэффициентов прочности и диссипации резиновых амортизаторов составного направляющего ролика, а также оболочки ролика и массы фланца на амплитуды сдвига и скорости колебания, определение значений рекомендованных параметров;

на основе экспериментальных исследований определение законов движения барабанов ленточного конвейера, сопротивления вращению, законов колебаний и нагрузок составного направляющего ролика и их оптимальных параметров в результате полноценных опытов;

проведение промышленных испытаний опытного образца модернизированного ленточного конвейера, разработка рекомендаций по его эксплуатации.

Объектом исследования является модернизированный ленточный конвейер, широко используемый на карьере Мурунтау, механизмы составных направляющих роликов с упругим элементом.

Предметом исследования являются факторы, влияющие на надежность и срок службы механизмов составных направляющих роликов ленточных конвейеров, как конструктивные, так и технологические, их структурные и кинематические схемы, математические и динамические модели, описывающие вращательное движение, графические связи, измерители и устройства, рекомендуемые значения законов и параметров движения механизмов.

Методы исследования. В процессе проведения комплексных исследований по диссертационной работе применены следующие методы: практические опыты в лабораторных и производственных условиях, в технопарке; совершенствование конструкции механизмов составных направляющих роликов ленточных конвейеров и анализ параметров, теоретическое обобщение результатов с использованием пакета программного обеспечения «Ansys»; методы аналогии, высшая математика по разработке математической модели, детали машин, теория машин и механизмов, кинематический и динамический анализ ленточных конвейеров, технология машиностроения.

Научная новизна исследования заключается в следующем:

законы уменьшения угловой скорости барабана ленточного конвейера, определены с учетом коэффициентов прочности и диссипации ленты;

математическая модель, дающая возможность определения крутящего момента двигателя конвейера, разработана с учетом моментов инерции барабанов и их угловых скоростей;

определены законы вибрации оболочки и внешнего фланца роликового механизма конвейера с учетом технологической нагрузки, общей массы, диссипативных свойств;

виброзащита корпуса и внешнего металлического фланца композитного роликового механизма качения основана на законах изменения в зависимости от коэффициента износа резинового амортизатора.

Практические результаты исследования заключаются в следующем:

в модернизированном механизме составного направляющего ролика ленточного конвейера разработана эффективная конструкция подшипника скольжения;

в результате использования в механизмах направляющих роликов подшипников скольжения с составным упругим элементом в конструкции: механическое повреждение механизма снизилось на 5,6 %, увеличилось на 1,5 %, срок службы увеличился в 1,3 раза.

Достоверность результатов исследования. Достоверность результатов исследований основывается на соответствии результатов теоретических исследований, полученных на основании четко поставленной задачи, данным экспериментальных исследований, высокой эффективностью работы механизма направляющего ролика при использовании рекомендованного составного подшипника скольжения с упругим элементом, а также положительными результатами сопоставительных промышленных испытаний.

Научная и практическая значимость результатов исследования. Научная значимость результатов исследований определяется разработкой новых конструкций механизмов составных направляющих роликов и методов расчета их параметров, выведением динамики смещения массы агрегата машины, закономерностей колебаний оболочки ролика и фланца, дополнением теоретических основ вычисленных значений с рекомендованными на основе анализа графических связей.

Практическая значимость результатов исследований объясняется созданием и использованием в механизмах составных направляющих роликов вместо подшипника качения новых конструкций втулки, выполняющей функцию скользящей опоры, с использованием легкой высокопрочной пластмассы и составных упругих материалов (резина).

Внедрение результатов исследования. По результатам исследований по совершенствованию конструкции и обоснованию параметров подшипника скольжения с гибким элементом, обеспечивающим плавное вращательное движение в роликовых механизмах ленточного конвейера:

Подшипник скольжения направляющего ролика внедрен в ГП «Навоийский горно-металлургический комбинат» в качестве основы на вращающихся валах (Справка №06-06-04/6357 от 17 июня 2021 года ГП

«Навоийский горно-металлургический комбинат»). В результате при использовании подшипника скольжения рекомендованного состава вместо подшипника качения механическое повреждение механизма снизилось до 5,6 %, а повреждение от внешних сил - до 4,99 %;

Усовершенствованная конструкция роликового механизма с подшипником скольжения с развитым упругими элементом на ленте конвейера при транспортировке полезных ископаемых в ГП «Навоийский горно-металлургический комбинат» (Справка №06-06-04/6357 от 17 июня 2021 года ГП «Навоийский горно-металлургический комбинат»). В результате можно повысить эффективность работы механизмов направляющих роликов с ленточным конвейером на 10-15 %.

Апробация результатов исследования. Результаты данного исследования обсуждены на 3 международных и 6 республиканских научно-практических конференциях.

Опубликованность результатов исследования. По теме диссертации все опубликовано 18 научных работ, в том числе, 9 статей в журналах, рекомендованных Высшей аттестационной комиссией Республики Узбекистан для публикации основных научных результатов диссертации, 8 в республиканских и 1 в зарубежных журналах.

Структура и объем диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения, списка использованной литературы и приложений. Объем диссертации составляет 117 страниц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ

Во введении обоснована актуальность и востребованность исследований, исходя из целей и задач исследования, объекта и предмета исследования, зависимости исследований от приоритетов развития науки и технологий республики, описана научная новизна и практические результаты исследования, раскрыта научная и практическая значимость полученных результатов, приведено применение результатов исследования на практике, дана структура опубликованных работ и диссертаций.

В первой главе диссертации **«Анализ исследований по совершенствованию конструкции ленточного конвейера с целью улучшения его современного состояния, срока службы и долговечности»**, представлена эффективная расчетная схема конвейера с подшипниками скольжения с новым роликовым механизмом с гибкими элементами, основанная на исследованиях эксплуатации и обслуживания ленточных конвейеров в горнодобывающей промышленности и анализе ленточных конвейеров существующей конструкции. Сегодня залогом успешной работы всех горнодобывающих предприятий, в первую очередь, остается потребность в дополнительной энергии в результате дефектов и проблем в ленточном конвейере и его частях во взаимно согласованных отношениях всех подразделений для обеспечения надежной и безотказной работы оборудования. Все это проанализировано в исследованиях, проводимых по разработке новых

усовершенствованных конструкций механизмов для обслуживания, диагностики надежности и своевременного ремонта оборудования.

На рис. 1 показана схематическая диаграмма механизма скользящей втулки, изготовленного из пластика и материалов гибких элементов, вместо подшипника качения в механизме с направляющими роликами, который является составной частью ленточного конвейера.

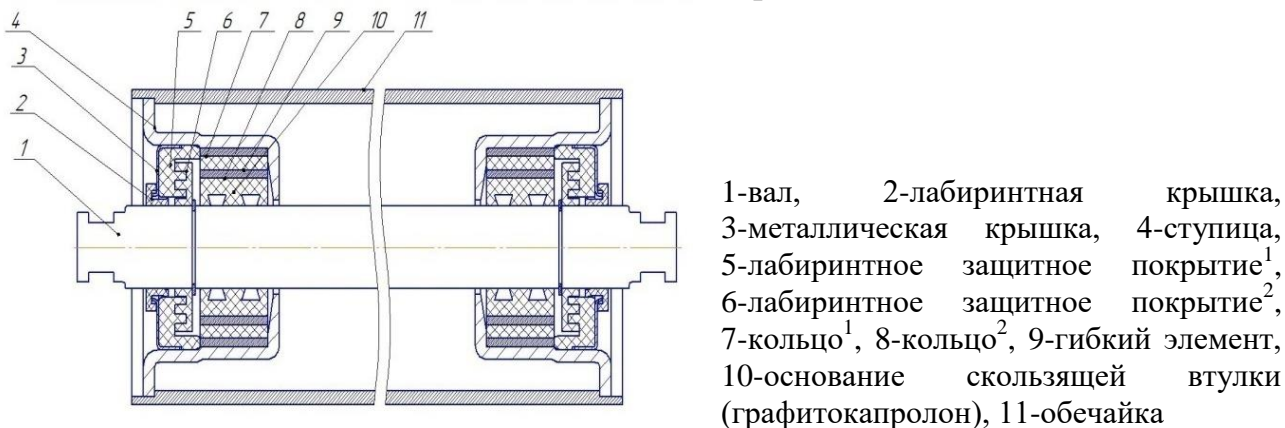


Рис. 1. Конструкционная схема предлагаемого ленточного конвейера с составным гибким элементом направляющего роликового механизма

В предложенной конструкции вместо подшипника качения использован подшипник скольжения с основания втулки 10 из графитокапролона. В конструкции использованы специальные лабиринтные крышки 2, 3, ограничивающие попадание пыли, воды, песка, камней в зону трения через трещины. Материал подшипника скольжения с пластиковой втулкой из графитокапролона, которая заменяет подшипник качения, который выполняет вращательное движение роликового механизма, используется в подшипнике скольжения с амортизирующей резиновой втулкой 7 для уменьшения деформации из-за сильного износа. Этот амортизатор установлен между двумя металлическими втулками 7, 9. Это уменьшает трение между основанием скользящей втулки 10 и валом 1.

Во второй главе диссертации «**Результаты теоретических расчетов параметров ленточного конвейера с опорным роликом с составным гибким элементом**», представлен динамический анализ агрегата машины, в том числе механизма привода ленточного конвейера, и теоретический анализ колебаний оболочки и внешнего фланца направляющего ролика с составным упругим элементом.

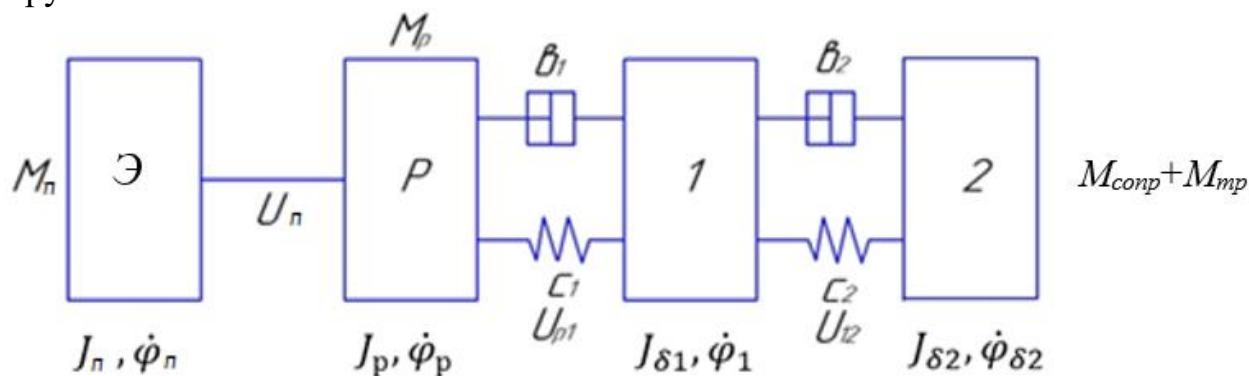


Рис. 2. Схема расчета машинного агрегата механизма привода ленточного конвейера

В этом случае соответственно, Э-масса, ротор электропривода; P -масса, массы вращающихся элементов редуктора, подводимых к выходному валу, и масса полумуфты; 1-масса, масса полумуфты и ведущего барабана; 2-масса, получена масса свинцового барабана.

Получена система дифференциальных уравнений движения агрегата машины, в том числе предложенного механизма ленточного конвейера:

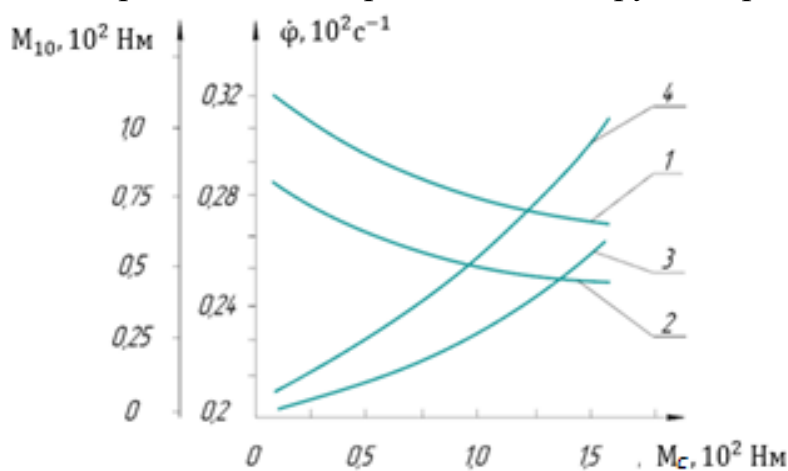
$$\begin{aligned}
 \dot{M}_{ю} &= (\omega_c - p\dot{\phi}_{ю})\psi - \frac{M_{ю}}{T_э}, \\
 \dot{\psi} &= \frac{2M_k - \psi}{T_э} - (\omega_c - p\dot{\phi}_{ю})M_{ю}, \\
 T_э &= \frac{1}{\omega_c \cdot S_k}; \psi = \frac{S_k}{S} (M_{ю} + T_э \dot{M}_{эп}), \\
 J_э \ddot{\phi}_{ю} &= M_{ю} - M_{сопр} - u_{юр} M_p, \\
 J_p \ddot{\phi}_p &= M_p - \varepsilon_1 (\dot{\phi}_p - u_p \dot{\phi}_1) - c_1 (\phi_p - u_{p1} \phi_1), \\
 J_{\delta_1} \ddot{\phi}_1 &= u_{p1} \varepsilon_1 (\dot{\phi}_p - u_{p1} \dot{\phi}_1) + u_{p1} c_1 (\phi_p - u_{p1} \phi_1) - \\
 &\quad - \varepsilon_2 k_1 (\dot{\phi}_1 - u_{12} \dot{\phi}_2) - c_2 k_1 (\phi_1 - u_{12} \phi_2), \\
 J_{\delta_2} \ddot{\phi}_2 &= u_{12} k_1 \varepsilon_2 (\dot{\phi}_1 - u_{12} \dot{\phi}_2) + u_{12} k_1 c_2 (\phi_1 - u_{12} \phi_2) - \\
 &\quad - \left[(M_1 - M_0 \sin \omega t \pm \delta M_0) + M_{сопр} \right]
 \end{aligned} \tag{1}$$

где $\dot{\phi}_п, \dot{\phi}_р, \dot{\phi}_1, \dot{\phi}_2$ – угловые скорости в валах ротора электропривода, выходном валу редуктора и барабанах; $J_п, J_p, J_{\delta_1}, J_{\delta_2}$ – соответственно моменты инерции, приложенные к ротору, выходному валу редуктора и валам барабана; $u_п, u_p, u_{12}$ – доказательства передачи между массами; $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ – коэффициенты сцепления и диссипации ленты; c_1, c_2 – коэффициенты вращения и жесткости муфты и ленты; M_p – крутящий момент на радиальном выходном валу; $M_{сопр}$ – момент сопротивления, идущий от транспортируемой руды; $M_1, M_п, \delta M_0$ – средние значения амплитуды момента сопротивления и случайной составляющей; $T_э$ – постоянный показатель времени электропривода; S_1, S_k – скольжение ротора электропривода и его критическое значение, ψ – вспомогательный переменный коэффициент, ω_c – частота вращения источника питания; p – количество парных электроприводных полюсов; M_k – критическое значение электрического момента.

Теоретические исследования в основном основывались на изучении закона движения конвейерных барабанов, определении пределов изменения угловых скоростей, диссипативно-первичных свойств ленты, влияния изменений технологических сопротивлений и инерционных параметров на нагрузку.

Согласно анализу полученных графиков законов движения и сцепления, при изменении значений $M_{сопр}$ от $0,15 \cdot 10^2 Nm$ до $1,5 \cdot 10^2 Nm$ крутящий момент на валу электропривода увеличивается с $0,17 \cdot 10^2 Nm$ до $0,86 \cdot 10^2 Nm$, а крутящий момент сил трения, можно увидеть, достигает от $0,11 \cdot$

$10^2 Nm$ до $0,41 \cdot 10^2 Nm$. Видно, что разница угловых скоростей барабанов уменьшается с увеличением технологического сопротивления. Основная причина этого заключается в том, что интервалы изменения малы, даже если значения деформации ремня велики при больших нагрузках (рис. 3).



$$1 - \dot{\phi}_1 = f(M_{\text{сопр}}); 2 - \dot{\phi}_2 = f(M_{\text{сопр}}); 3, 4 - M_n = f(M_{\text{сопр}});$$

$$3 - M_{\text{тр}} = 43 Nm; 4 - M_{\text{тр}} = 26 Nm.$$

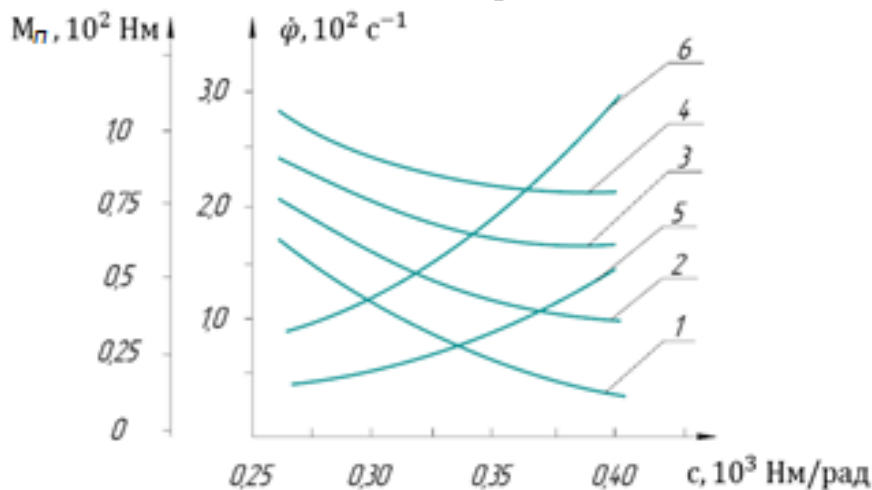
Рис. 3. График зависимости угловых скоростей и изменения нагрузки привода приводного и направляющего барабанов с гибким элементом, содержащим рекомендуемую опору ленточного конвейера, от технологического сопротивления

Следует отметить, что уменьшение вибрации ремня за счет композитного роликового амортизатора также приводит к уменьшению угловой скорости колебаний барабанов. Однако, гарантируя, что лента вибрирует настолько, насколько это необходимо, транспортируемая руда становится плоской. Поэтому рекомендуется, чтобы значения технологического сопротивления не превышали $(1,3 \div 1,6) \cdot 10^2 Nm$.

По результатам экспериментальных исследований рекомендуется, чтобы угловая скорость свинцового барабана находилась в диапазоне $\Delta\dot{\phi}_2 \leq (0,21 \div 0,25)10 c^{-1}$ при наличии технологического сопротивления $c_2 \leq (260 \div 300) Nm/rad$ транспортируемой руды для обеспечения того, чтобы величина вибропокрытия находилась в диапазоне $\Delta\dot{\phi}_2 \leq (0,21 \div 0,25)10 c^{-1}$. Как отмечалось выше, увеличение жесткости вращения ремня приводит к уменьшению угловых скоростей барабанов на $\Delta\dot{\phi}_1$ и $\Delta\dot{\phi}_2$ соответственно.

На рис. 4 представлены графики изменения угловой скорости барабанов ленточного конвейера в зависимости от изменения зоны действия вибрации и изменения нагрузки на привод и коэффициента конвекции ленты. Согласно анализу графиков, при увеличении коэффициента вращения ленты с $0,264 \cdot 10^3 Nm/rad$ до $0,40 \cdot 10^3 Nm/rad$ при влияющем коэффициенте 1,15 ($c_2 = 2,5 \cdot 10^4 N/m$, $v = 6,5 Ns/m$) значения $\Delta\dot{\phi}_1$ уменьшаются с $1,71 c^{-1}$ до $1,42 c^{-1}$ по нелинейной схеме, было обнаружено, что значения охвата колебаний угловой скорости ведомого барабана уменьшились с $2,49 c^{-1}$ до $1,75 c^{-1}$. Поэтому рекомендуются следующие значения параметров, чтобы обеспечить приближение угловых скоростей ведомого и ведущего барабанов, а

также чтобы охват вибрацией находился в диапазоне $\Delta\dot{\phi}_2 \leq (0,21 \div 0,25) \text{ c}^{-1}$.
 $c_2 = (0,32 \div 0,38) \cdot 10^3 \text{ Nm/rad}$; $\epsilon_2 = (9,0 \div 10) \cdot 10^3 \text{ Nms/rad}$; $\kappa = 1,15$.
 Чтобы получить коэффициент неравномерности угловой скорости в желаемом диапазоне, в основном выбираются значения момента инерции. При увеличении значений момента инерции барабанов ленточного конвейера с $0,32 \text{ kgm}^2$ до $0,45 \text{ kgm}^2$ значения $\Delta\dot{\phi}_1$ уменьшились по нелинейной схеме с $2,12 \text{ c}^{-1}$ до $0,36 \text{ c}^{-1}$, а угловая скорость ведомого барабана уменьшилась с $2,9 \text{ c}^{-1}$ до $0,82 \text{ c}^{-1}$ колебаний значения покрытия.



1,3 – $\dot{\phi}_1 = f(c) - \kappa_1 = 1,15$; 2,4 – $\dot{\phi}_2 = f(c) - \kappa_1 = 1,0$;
 5 – $M_{\text{п}} = f(c)$; $M_{\text{сопр}} = 1,0 \cdot 10^2 \text{ Nm}$; 6 – $M_{\text{п}} = f(c)$; $M_{\text{к}} = 1,5 \cdot 10^2 \text{ Nm}$

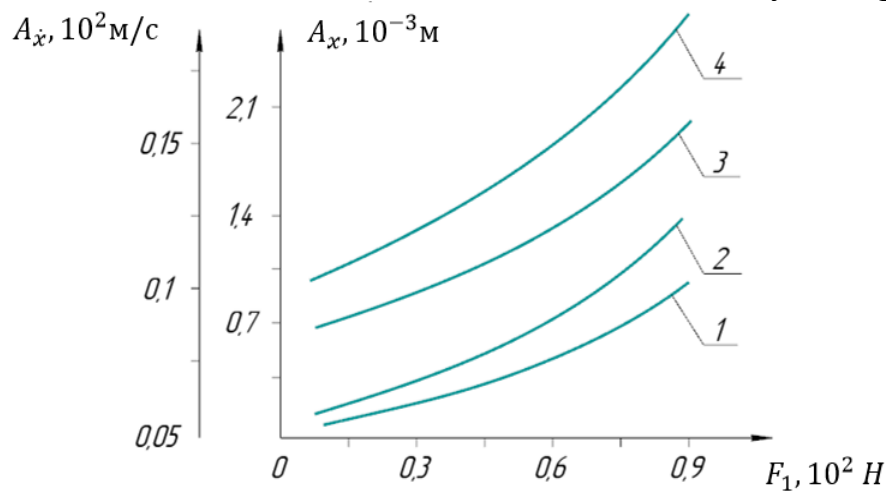
Рис. 4. График зависимости угловой скорости барабанов ленточного конвейера от изменения вибрационного покрытия и нагрузки на привод при изменении коэффициента ленточного конвейера

Рекомендуется, чтобы $\Delta\dot{\phi}_2$ находился в диапазоне от $J_{\phi_1} = (0,45 \div 0,52) \text{ kgm}^2$ до $J_{\phi_2} = (0,42 \div 0,45) \text{ kgm}^2$, чтобы сохранить желаемый диапазон. Из-за изменения вертикальной составляющей технологического сопротивления увеличивается нагрузка на ось подшипника скольжения. Сила трения увеличивается со скользящей графитокапролоновой втулкой. Для обеспечения их износостойкости важно обосновать параметры резиновой втулки, снижающей массу корпуса направляющего ролика и внешнего фланца. В этом случае, определяя оболочку ролика и внешний фланец как одномассовую колебательную систему, ее колебания представлены следующим уравнением.

$$(m_{\text{к}} + m_{\text{г}}) \frac{d^2x}{dt^2} + b \frac{dx}{dt} + cx = F_1 + F_0 \sin \omega t \pm \delta F_0, \quad (2)$$

где F_1, F_0 – среднее значение внешней силы, действующей на вкладыш подшипника скольжения при транспортировке сырья по ленточному конвейеру, и амплитуда изменяемой части, δF_0 – случайная составляющая внешней силы. Основное решение проблемы – обосновать колебания обечайки и внешнего фланца ролика, состоящего в основном из подшипника скольжения ленточного конвейера, изучить параметры частоты и амплитуды, влияние технологического сопротивления и, таким образом, рекомендовать их оптимальные значения.

На рис. 5 представлены графики зависимости амплитуд виброперемещения и скорости от технологического сопротивления вкладыша ролика подшипника и внешнего фланца с ленточной конвейерной конструкцией. При увеличении значений технологического сопротивления с $0,15 \cdot 10^2 N$ до $0,89 \cdot 10^2 N$, при $m_k+m_z=0,61 kg$, а амплитуда колебаний взята с $0,12 \cdot 10^{-3} m$ до $0,83 \cdot 10^{-3} m$ по нелинейному закону, при массе $0,42 kg$ амплитуда колебаний увеличивается до $1,37 \cdot 10^{-3} m$. Чрезмерное увеличение амплитуды вибрации также увеличивает колебания ленты, которые могут вызвать подпрыгивание и рассыпание руды. Следовательно, с учетом экспериментальных результатов, значения A_x и $A_{\dot{x}}$ находятся в диапазоне $(0,1 \div 0,2) \cdot 10^{-4} m$, $(0,1 \div 0,15) \cdot 10^2 m/s$ соответственно. Известно, что чем меньше коэффициент вибрации амортизатора, то есть резиновой втулки, тем больше амплитуда колебаний корпуса ролика и внешнего фланца. В этом случае частота и амплитуда вибрации напрямую влияют на значения сил внешнего сопротивления и параметр, указывающий на их изменение, то есть на линейную скорость ремня.



$$1, 2 - A_x = f(F_1); 3, 4 - A_{\dot{x}} = f(F_1);$$

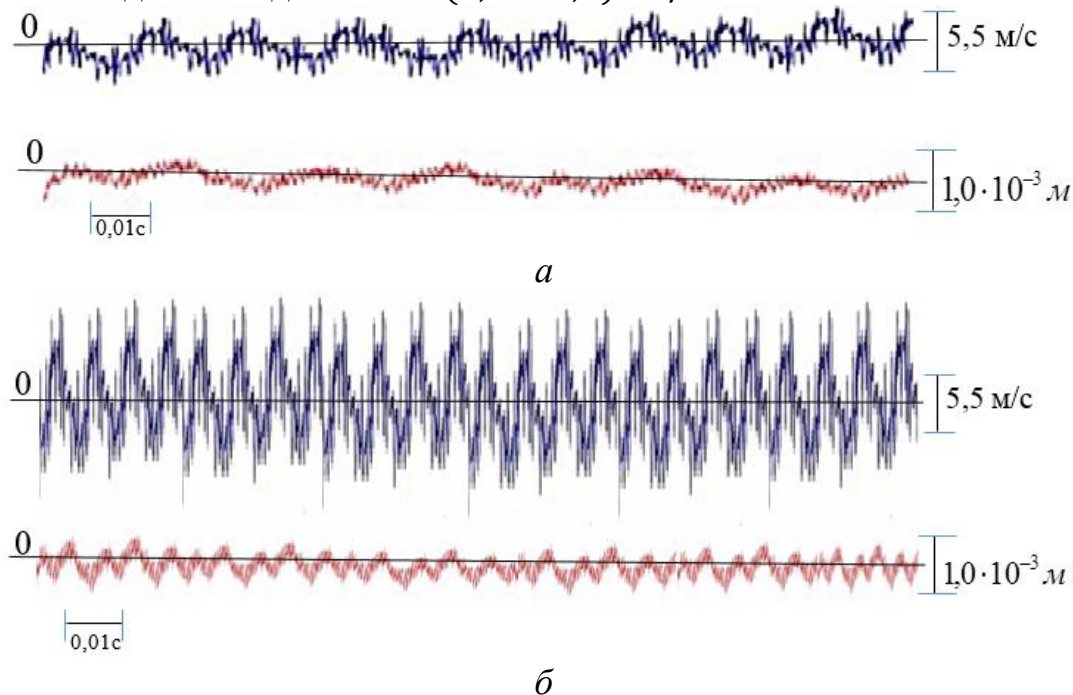
$$1, 3 - (m_k+m_z) = 0,61 kg; 2, 4 - (m_k+m_z) = 0,42 kg$$

Рис. 5. Зависимости виброперемещения и амплитуд скоростей вкладыша ролика подшипника и внешнего фланца с ленточным конвейером от технологического сопротивления

Если сила технологического сопротивления приводит к увеличению амплитуды вибрации, это можно реализовать за счет увеличения коэффициента жесткости резиновой втулки для ее уменьшения. Поэтому, как упоминалось выше, рекомендуется получить коэффициент амортизатора ролика в диапазоне $(1,2 \div 1,4) \cdot 10^4 N/m$, чтобы гарантировать, что рекомендуемая амплитуда подшипника скольжения находится в диапазоне $(0,1 \div 0,2) \cdot 10^{-2} m$.

Следует отметить, что масса обечайки ролика и внешнего фланца с рекомендованным подшипниковым составом напрямую влияет на их амплитуду колебаний. (рис. 7). Рекомендуется установить рекомендуемые значения массы корпуса и внешнего фланца в $(0,45 \div 0,55) kg$, чтобы амплитуда вибрации находилась в диапазоне $(0,1 \div 0,2) \cdot 10^{-2} m$, при этом куски руды в ленте вибрируют и перемещаются по плоскости. Скорость

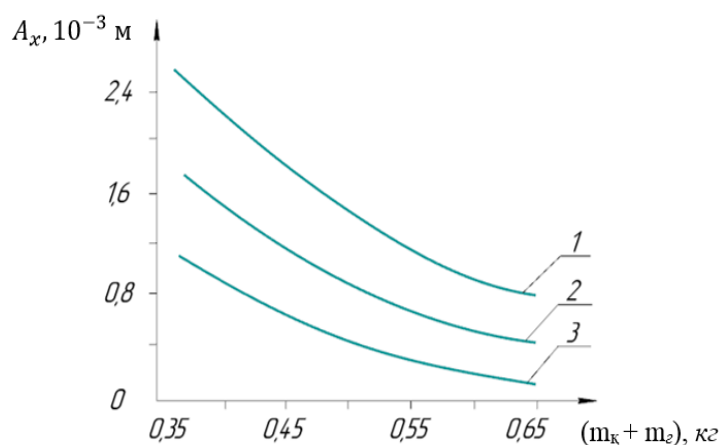
вибрации во многом зависит от изменения коэффициента рассеяния амортизации. Поэтому рекомендуется, чтобы значения коэффициента рассеяния резинового амортизатора под вкладышем подшипника и внешним фланцем находились в диапазоне $(4,5 \div 7,0) Ns/m$.



a - скорость ленты $1,5 m/s$, при технологическом сопротивлении $40 N$, коэффициент амортизации составляет $1,5 \cdot 10^4 N/m$

б- скорость ленты $4 m/s$, при технологическом сопротивлении $80 N$, коэффициент амортизации составляет $1,25 \cdot 10^4 N/m$

Рис. 6. Законы изменения колебаний обечайки и внешнего фланца ролика опорной базы в зависимости от изменения скорости ленточного конвейера и амортизатора



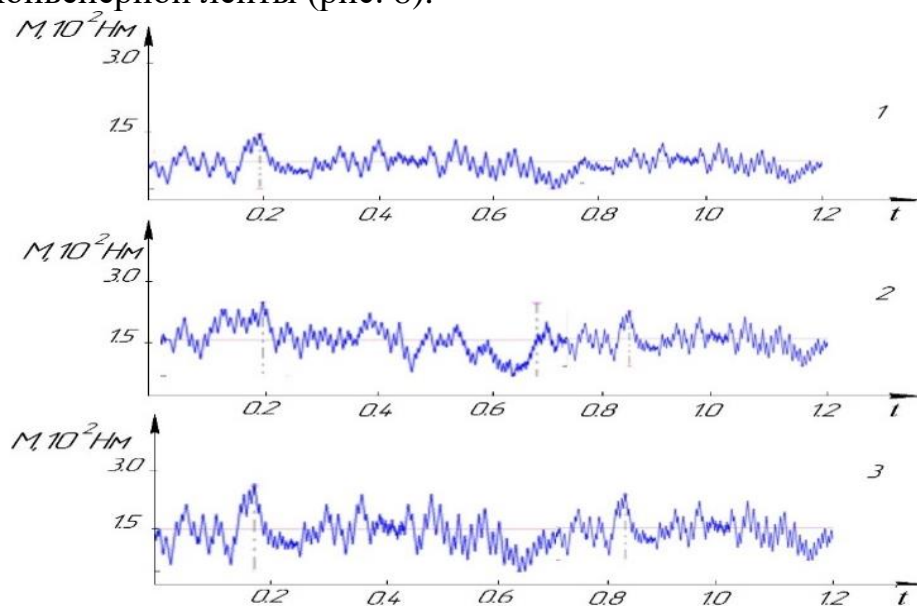
1 – $c = 1,5 \cdot 10^4 N/m$; 2 – $c = 2,0 \cdot 10^4 N/m$; 3 – $c = 2,5 \cdot 10^4 N/m$

Рис. 7. График изменения амплитуды колебаний оболочки ролика и внешнего фланца подшипника ленточного конвейера в зависимости от их массы

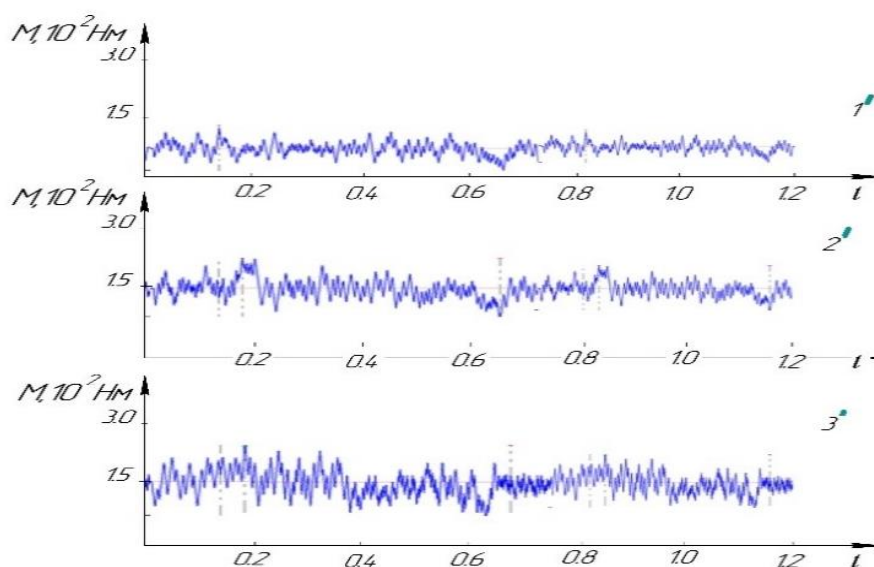
В третьей главе диссертации «Экспериментальные исследования сопротивления ленточного конвейера вращению механизмов направляющих роликов с улучшенной конструкцией», представлены результаты экспериментального определения закона движения и нагрузок

барабанов ленточного конвейера, колебаний оболочки и фланца направляющего ролика, сопротивления ролика вращению.

Подшипник с рекомендованным композитным роликом был основан на электротензометрической схеме для измерения крутящего момента и частоты вращения основных конвейерных барабанов, а также вибрации, сопротивления вращению и температуры трения графитового капролонового подшипника с основанием вала. По результатам экспериментов крутящий момент, технологическое сопротивление и угловая скорость вибрации привода ленточного конвейера и направляющих барабанов зависят от скорости вращения конвейерной ленты (рис. 8).



a



б

1 – $M_{\text{сопр}} = 1,0 \cdot 10^2 \text{ Nm}$; 2 – $M_{\text{сопр}} = 1,5 \cdot 10^2 \text{ Nm}$; 3 – $M_{\text{сопр}} = 2,0 \cdot 10^2 \text{ Nm}$;

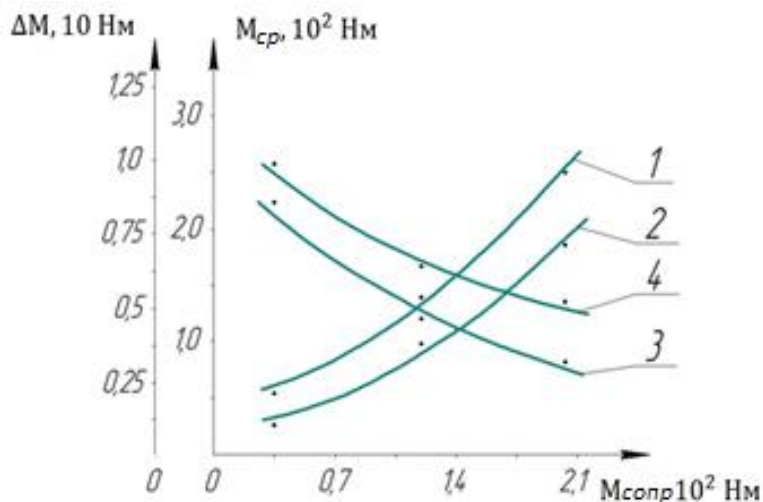
a- законы изменения крутящего момента на валу приводного барабана

1 – $M_{\text{сопр}} = 1,0 \cdot 10^2 \text{ Nm}$; 2 – $M_{\text{сопр}} = 1,5 \cdot 10^2 \text{ Nm}$; 3 – $M_{\text{сопр}} = 2,0 \cdot 10^2 \text{ Nm}$;

б- законы изменения крутящего момента на ведомом валу барабана

Рис. 8. Законы изменения крутящего момента в барабанах

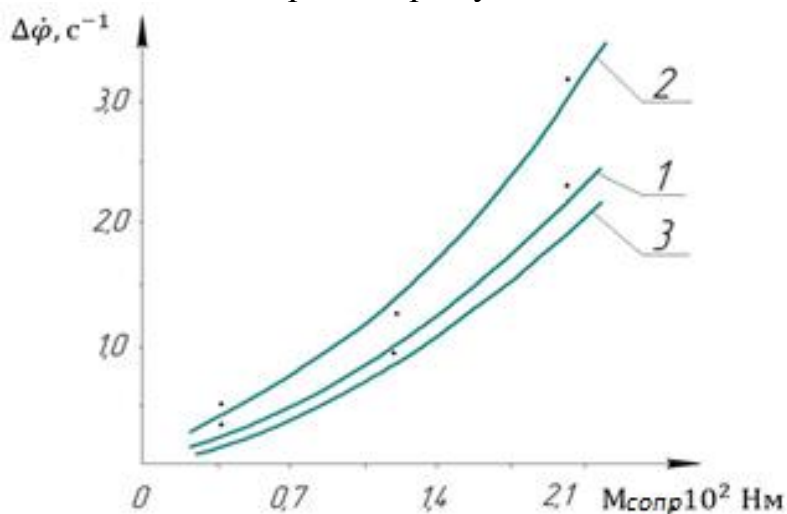
При увеличении технологического сопротивления транспортируемой золотосодержащей руды по графикам связи с $0,35 \cdot 10^2 Nm$ до $2,0 \cdot 10^2 Nm$ значения крутящего момента на валах барабана возрастают по нелинейной схеме (рис. 9). Рекомендуется, чтобы значение коэффициента вращения конвейерной ленты было $(0,35 \div 0,38) \cdot 10^3 Nm/rad$, чтобы уменьшить разницу в средних значениях угловых скоростей барабанов, а также уменьшить охват вибрацией.



1 – $M_1 = f(M_{сопр})$; 2 – $M_2 = f(M_{сопр})$; 3 – $\Delta M_1 = f(M_{сопр})$; 4 – $\Delta M_2 = f(M_{сопр})$.

Рис. 9. График крутящего момента на барабанах ленточных конвейеров, зависимость их вибропокрытия от изменения технологического сопротивления

На основании анализа графиков зависимости технологического сопротивления вибрационного покрытия барабанов ленточного конвейера от угловой скорости можно отметить (рис.10), что при увеличении сопротивления от транспортируемой руды с $0,35 \cdot 10^2 Nm$ до $2,0 \cdot 10^2 Nm$ охват колебаниями угловой скорости барабана увеличивается с $0,24 \text{ с}^{-1}$ до $2,21 \text{ с}^{-1}$, а значение $\Delta\phi_2$ увеличивается с $0,43 \text{ с}^{-1}$ до $3,11 \text{ с}^{-1}$. В этом случае влияние номиналов ленты и опорных жесткостей амортизатора будет достаточным.

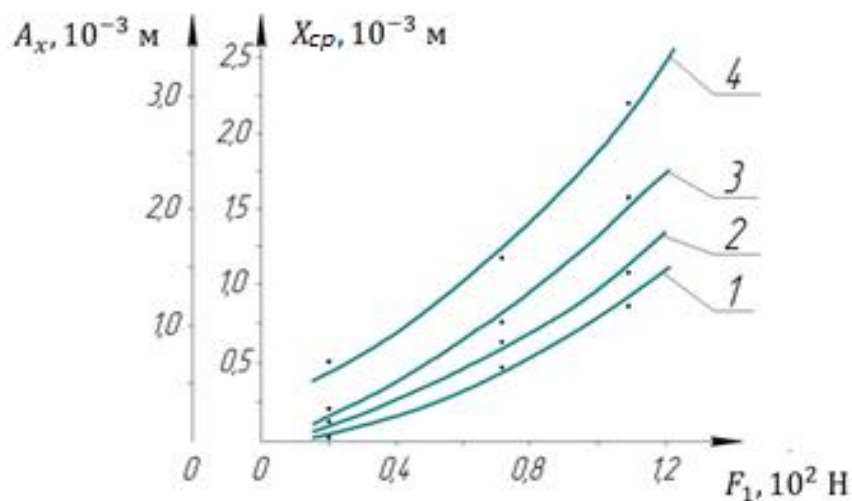


1,3 – $\Delta\phi_1 = f(M_{сопр})$; 2 – $\Delta\phi_2 = f(M_{сопр})$; 1,2 – экспериментальный, 3 – теоретический

Рис. 10. График зависимости технологического сопротивления от вибропокрытия угловых скоростей барабана конвейера

Электротензометрическая схема, представленная на основе экспериментальных исследований, была получена в основном на основе предложенного конвейера композитной оболочки ролика и законов колебаний внешнего металлического фланца. На основании анализа полученных осциллограмм колебания оболочки и фланца ролика в основном смещались вниз по оси, а амплитуда колебаний увеличивалась пропорционально увеличению технологического сопротивления.

На рис. 11 представлены графики зависимости осевого смещения и амплитуды от изменения технологического сопротивления от колебаний оболочки ленточного конвейера и наружного металлического фланца. Известно, что чем больше масса, тем меньше амплитуда его колебаний. Рекомендуется, чтобы амплитуда колебаний композитного ролика составляла $(1,0 \div 2,0) \cdot 10^{-3} \text{ м}$, а масса - менее $(0,5 \div 0,55) \text{ кг}$, чтобы транспортируемая руда лежала на поверхности ленты.

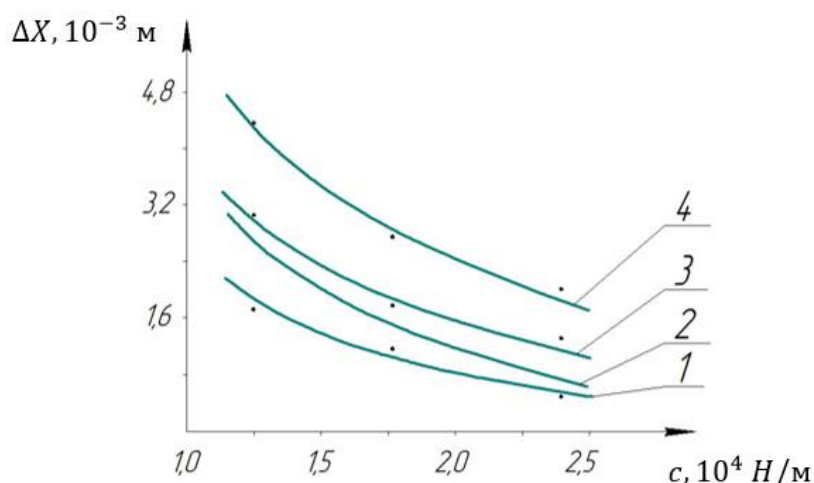


$$1,2 - x_{cp} = f(F_1); 3,4 - A_x = f(F_1); 1,3 - (m_{\text{сопр}} + M_r) = 0,75 \text{ кг};$$

$$2,4 - (m_{\text{сопр}} + m_r) = 0,5 \text{ кг}.$$

Рис. 11. График зависимости осевого смещения и амплитуды от изменения технологического сопротивления от колебаний оболочки ленточного конвейера и наружного металлического фланца

По результатам эксперимента дана зависимость коэффициента жесткости резинового амортизатора от вибрационного покрытия оболочки композитного ролика и внешнего металлического фланца (рис. 12). По результатам анализа графиков следует отметить, что при изменении значений коэффициента жесткости резинового амортизатора композитного ролика от $1,25 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$ до $2,4 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$, при охвате колебаний обечайки и фланца $F_1 = 0,5 \cdot 10^2 \text{ Н}$, Δx уменьшается с $1,71 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ до $0,87 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, а при $F_1 = 1,0 \cdot 10^2 \text{ Н}$, значения Δx уменьшаются с $4,21 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ до $2,31 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ по нелинейному закону. При сравнении теоретических и экспериментальных результатов их разница находится в промежутке $c = (1,25 \div 1,5) \cdot 10^4 \text{ Н/м}$ и составляет $(6,0 \div 8,0) \%$. Сопротивление вращению направляющего ролика рекомендованного состава определяли экспериментально. Сопротивление ролика вращению в основном связано с изменением силы трения внешней технологической силы.



$$1, 2 - \Delta x = f(c), F_1 = 0,5 \cdot 10^2 N; \quad 3 - \Delta x = f(c), F_1 = 0,75 \cdot 10^2 N;$$

$$4 - \Delta x = f(c), F_1 = 1,0 \cdot 10^2 N.$$

1, 3, 4 – экспериментальный, 2 – теоретический

Рис. 12. График зависимости виброзащиты оболочки и наружного металлического фланца композитного ролика от коэффициента жесткости резинового амортизатора

На основании экспериментов было установлено, что лучший показатель для детали и масел «Литол-24» из резины (7В-54МВС, 7ИРП13-46, 7ИРП13-48) и пластмасс (ПВХ, фторопласт, графитокапролон) с нагрузкой $F_r = 130 N, 190 N, 270 N$ и частотой вращения $f = 150$ об/мин, 300 об/мин, 450 об/мин, которая зависит от сопротивления вращению механизма направляющих роликов ленточного конвейера, нагрузки $F_r = 130 N$, вращательная частота $f = 150$ об/мин. Литол-24 показатели изменения температурного коэффициента относительно сопротивления вращению механизма определяется из формулы $k(t) = 1 - 0,16(t + 30)$, верхнее и нижнее значения температурного коэффициента были рассмотрены в диапазоне от $0,27$ до $0,021$. Отсюда следует вывод, что роликовый механизм ленточного конвейера рекомендуется использовать при температуре окружающей среды от -30 до $+30$ °С и при условии, что температурный коэффициент равен $k(t) = 0,16$, и принимает форму $t \geq 30$ °С, и можно сделать вывод, что это значение является лучшим значением. Сила трения между графитокапролоном и осью подшипника определялась также при использовании масла Литол-24. В этом случае сопротивление вращению составного ролика имело минимальное значение.

В четвертой главе диссертации **«Результаты производственных испытаний и экономическая эффективность усовершенствованной конструкции роликового механизма ленточного конвейера»**, приведены результаты испытаний, проведенных на Государственном предприятии «Навоийский горно-металлургический комбинат» по совершенствованию конструкции роликовых конвейеров с конвейерной лентой, а также годовой экономический эффект от внедрения модернизированного конвейера. Испытание проводилось в «Центральной научно-исследовательской лаборатории» Государственного предприятия Навоийский горно-металлургический комбинат. Во время испытаний механизм направляющих

роликов, установленный на ленточном конвейере, обеспечивал равномерное вращательное движение. Анализы проводились в отделе контроля качества завода и научно-исследовательской лаборатории. Результаты испытаний показали, что рабочая частота подшипника скольжения вместо подшипника качения, выполняющего опорное и вращательное движение, увеличилась на 4,5 %, механические повреждения роликового механизма уменьшились на 5,6 %, внешние повреждения уменьшились на 4,99 %, появилась возможность повысить продуктивность работы до 15 процентов. Срок окупаемости по результатам расширенного расчета экономической эффективности составляет 3,6 года; эффективность инвестиций 28 %; стоимость ролика за одну единицу по UZB 393 649,28 тысяч сумов за единицу, годовая экономическая эффективность роликового механизма на ленточном конвейере маркой КНК-30 составляет 393 649,28 сумов

ВЫВОДЫ

1. Рассмотрены условия эксплуатации и характеристики ленточных конвейеров горных предприятий, установлены особые требования к разработке конструктивных работ их основных составных частей. На основе анализа конструкции роликовых механизмов ленточных конвейеров предложена составная конструктивная схема гибких элементов роликовых механизмов.

2. Разработана математическая модель агрегата машины, учитывающая механические характеристики модернизированного электроприводного конвейера, первично-диссипативные свойства, инерционные параметры, технологическую стойкость транспортируемой руды. На основе решения задачи получены законы движения грузов и барабанов электропривода.

3. Рекомендуются, чтобы значения технологического сопротивления не превышали $(1,3 \div 1,6) \cdot 10^2 N$, чтобы добиться равномерного распределения транспортируемой руды на основе требуемых колебаний ленты.

4. Рекомендуются, чтобы графики зависимости угловой скорости вибрации ленточных конвейеров от технологического сопротивления угловой скорости ведущего барабана составляла $M_{\text{сопр}} = (1,3 \div 1,6) \cdot 10^2 Nm$, когда имеется технологическое сопротивление, исходящее от транспортируемой руды, чтобы гарантировать, что величина покрытия $c_2 \leq \frac{(260 \div 300) Nm}{rad}$ вибрацией находится в пределах $\Delta\dot{\varphi}_2 \leq (0,21 \div 0,25) 10 s^{-1}$. Построены графики зависимости угловой скорости барабанов ленточного конвейера от изменения вибрационного покрытия и изменения нагрузки на привод при изменении коэффициента жесткости ремня. Следующие значения параметров $c_2 = (0,32 \div 0,38) \cdot 10^3 Nm/rad$; $\omega_2 = (9,0 \div 10) \cdot 10^3 Nms/rad$; $k = 1,15$ рекомендуются для обеспечения приближения угловых скоростей ведомого и ведущего барабанов, а также чтобы охват вибрацией находился в пределах $\Delta\dot{\varphi}_2 \leq (0,21 \div 0,25) s^{-1}$.

5. Получены графики зависимости угловой скорости барабанов ленточных конвейеров от диапазона колебаний и изменения нагрузки на привод при изменении моментов инерции барабанов. Рекомендуются, чтобы угловые

скорости барабанов были равны друг другу, а также чтобы их охват вибрацией не превышал $(0,21 \div 0,25) \cdot 10 s^{-1}$, чтобы моменты инерции барабанов были между $J_{\delta 1} = (0,45 \div 0,52) kgm^2$ и $J_{\delta 2} = (0,42 \div 0,45) kgm^2$

6. Получены графики зависимости амплитуд виброперемещения и скорости от технологического сопротивления вкладыша ролика подшипника и внешнего фланца с ленточным конвейером. Учитывая результаты эксперимента, рекомендуется, чтобы значения A_x и $A_{\dot{x}}$ были между $(0,1 \div 0,2) \cdot 10^{-4} m$, и $(0,1 \div 0,15) \cdot 10^2 m/s$, соответственно. Построены графики зависимости изменения амплитуды колебаний наружной оболочки и внешнего фланца подшипника ленточного конвейера от коэффициента жесткости резинового амортизатора (втулки). Чтобы гарантировать, что рекомендуемая амплитуда подшипников скольжения находится в пределах $(0,1 \div 0,2) \cdot 10^{-2} m$, рекомендуется взять коэффициент жесткости амортизатора ролика в диапазоне $(0,1 \div 0,2) \cdot 10^{-2} m$.

7. Определены графики зависимости изменения амплитуды колебаний внешней обечайки составного ролика и внешнего фланца от их массы. Рекомендуется установить рекомендуемые значения массы корпуса и внешнего фланца $(0,45 \div 0,55) kg$, чтобы амплитуда вибрации составляла $(0,1 \div 0,2) \cdot 10^{-2} m$, обеспечивая равномерную вибрацию и перемещение рудных кусков в ленте. Определены закономерности смещения вибрации вкладыша ролика подшипника и внешнего фланца с ленточным конвейером и изменения амплитуды скорости резинового амортизатора с коэффициентом диссипации. Чтобы уменьшить вибрационное покрытие корпуса и фланца, значения коэффициента диссипации резинового амортизатора под вкладышем подшипника и внешним фланцем находятся в диапазоне $(4,5 \div 7,0) Ns/m$.

8. При экспериментальных исследованиях электротензометрическими методами были получены крутящие моменты в барабанах ленточных конвейеров, законы изменения угловых скоростей.

9. Получены графики крутящего момента на барабанах ленточных конвейеров, их зависимость от изменения технологического сопротивления вибропокрытий. Хотя крутящий момент на приводном барабане относительно велик по мере увеличения количества транспортируемой руды, было обнаружено, что охват крутящего момента на валу ведущего барабана больше ΔM_1 из-за скорости вращения ленты.

10. Построены графики зависимости вибрационного охвата крутящего момента и угловых скоростей на валах предлагаемых ленточных барабанов от коэффициента натяжения ленты. Рекомендуется, чтобы значение коэффициента вращения ленты конвейера составляло $(0,35 \div 0,38) \cdot 10^3 Nm/rad$, чтобы уменьшить разницу в средних значениях угловых скоростей барабанов, а также уменьшить охват вибрацией. Это также согласуется с результатами теоретических исследований. В этом случае их разница не превышает $(5,0 \div 6,5) \%$.

11. Электротензометрическая схема, представленная на основе экспериментальных исследований, в основном была получена на основе

предложенной композитной оболочки ролика конвейера и законов колебаний внешнего металлического фланца. Получены графики зависимости осевого смещения и амплитуды от изменения технологического сопротивления от колебаний оболочки ролика ленточного конвейера и наружного металлического фланца. Рекомендуется, чтобы амплитуда колебаний композитного ролика составляла $(1,0 \div 2,0) \cdot 10^{-3} m$, а масса - менее $(0,5 \div 0,55) kg$, чтобы транспортируемая руда ровно лежала на поверхности ленты.

12. Получены законы изменения вибрационного покрытия композитной обечайки ролика и внешнего металлического фланца в зависимости от коэффициента жесткости резинового амортизатора, коэффициент жесткости роликподшипника был определен в диапазоне $(1,4 \div 1,6) \cdot 10^4 N/m$, чтобы гарантировать, что значения вибрации фланца находятся в диапазоне $(0,1 \div 0,2) \cdot 10^{-2} m$.

13. Получены законы изменения сопротивления вращению конвейерного ролика, технологическое сопротивление не должно превышать $130 N$ для максимального трения между скользящей втулкой и осью подшипника из графита, рекомендуется брать: частота вращения должна быть 150 об/мин, температура масла $t \geq 30 ^\circ C$, температурный коэффициент для уменьшения вращательного сопротивления до 0,16.

14. Сравнительные производственные испытания показали, что механическое повреждение роликового механизма уменьшилось на 5,6 %, внешние повреждения уменьшились на 4,99 %, а деформация от внешнего удара уменьшилась на 1,5 % при использовании опорной конструкции со встроенной опорой вместо подшипника качения, который выполняет опорное и вращательное движение, производительность увеличилась на 1,3 процента. На ленточном конвейере КНК-30 рекомендовано использовать разработанную конструкцию макета составного подшипника скольжения. Срок окупаемости по результатам расширенного расчета экономической эффективности составляет 3,6 года; эффективность инвестиций 28%; стоимость ролика за одну единицу по UZB 393 649,28 тысяч сумов за единицу, годовая экономическая эффективность роликового механизма на ленточном конвейере маркой КНК-30 составляет 393 649,28 сумов

**SCIENTIFIC COUNCIL PhD.03/30.12.2019.T.90.01
FOR AWARDING SCIENTIFIC DEGREES AT
NAMANGAN CONSTRUCTION ENGINEERING INSTITUTE**

**NAVOI BRANCH OF THE ACADEMY OF SCIENCES OF THE REPUBLIC
OF UZBEKISTAN**

JUMAEV AKBARJON SAYFULLAEVICH

**IMPROVING THE DESIGN AND SUBSTANTIATION OF THE
PARAMETERS OF THE GUIDE ROLLER MECHANISMS WITH A BELT
CONVEYOR STRUCTURE**

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

ABSTRACT

dissertations of doctoral of philosophy (PhD) on technical sciences

NAMANGAN-2021

The theme of the doctoral of philosophy (PhD) dissertation is registered in the Higher Attestation Commission under the Cabinet of Ministers of the Republic of Uzbekistan under B2020.4.PhD/T1956

The dissertation was completed at the Navoi branch of the Academy of Sciences of the Republic of Uzbekistan. The abstract of the thesis in three languages (Uzbek, Russian and English) is posted on the web page at www.nammqi_info@edu.uz and on the Information and Educational Portal «ZiyoNet» at (www.ziyo.net).

Scientific Supervisor: **Juraev Anvar Juraevich**
Doctor of Technical Sciences, professor

Official opponents: **Maqsudov Ravshanjon Hasanovich**
Doctor of Technical Sciences, professor

Muxamedov Jobirxon
candidate of technical sciences, dotsent

Lead organization: **Fergana polytechnic institut**

The defense of the dissertation will be held at «10⁰⁰» on «18 december» 2021 year at the scientific council meeting PhD.03/30.12.2019.T.90.01 at the Namangan engineering construction institute (at the address: 12, I.Karimov street, Namangan, 160103. Tel.: (+99869) 234-15-23, fax: (+99869) 234-15-23; e-mail: nammqi_info@edu.uz).

The dissertation is available at the Information-resource center of the Namangan engineering construction institute (registration number №18739. Address: Namangan engineering construction institute (at the address: 12, I.Karimov street, Namangan, 160103. Tel.: (+99869) 234-15-23.

The abstract from the thesis is distributed «03 december» 2021 y.
(Register of the dispatch protocol № 16 dated «19 november» 2021 y.).



N.G. Bayboboev

Chairman of the scientific council for awarding of scientific degrees, doctor of technical sciences, professor

V.M. Turdaliev

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

A.Kh. Umurzakov

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

INTRODUCTION (abstract of PhD thesis)

The aim of research work development of flexible element designs of the belt roller mechanism with a belt conveyor, substantiation of parameters and operating modes on the basis of complex theoretical and experimental studies, as well as increasing the efficiency of the conveyor.

The object of the research work is the reliability of the research results is based on the clearly defined task, the consistency of the theoretical research results with the experimental research data, the high efficiency when using a flexible element guide roller with a sliding bearing on the proposed belt conveyor, and the positive results of comparative production tests.

The scientific novelty of the research is as follows:

the laws of reduction of the angular velocity of the belt conveyor drum are determined taking into account the coefficients of stiffness and dissipation of the belt;

a mathematical model that allows to determine the torque of the conveyor drive, designed taking into account the moments of inertia of the drums and their angular velocities;

the laws of vibration of the shell and the outer flange of the conveyor roller mechanism are determined taking into account the technological load, total mass, dissipative properties;

the vibration coverage of the shell and outer metal flange of the composite guide roller mechanism is based on the laws of change depending on the coefficient of wear of the rubber shock absorber.

Implementation of the research results.

The developed methods and technical proposals were introduced at the State Enterprise «Navoi Mining and Metallurgical Combine» (reference of the State Enterprise «Navoi Mining and Metallurgical Combine» dated June 17, 2021 № 06-06-04/6357). As a result, the operational efficiency of the belt roller mechanisms with belt conveyor structure was increased by 10-15 %, as well as its uninterrupted and accident-free operation was ensured.

The structure and volume of the thesis. The dissertation consists of an introduction, four chapters, a conclusion, a bibliography and annexes. The volume of the thesis is 117 pages.

ЭЪЛОН ҚИЛИНГАН ИШЛАР РЎЙХАТИ
СПИСОК ОПУБЛИКОВАННЫХ РАБОТ
LIST of PUBLISHED WORKS

I бўлим (I часть; part I)

1. Djuraev A.D., Jumaev A.S. Study the influence of parameters of elastic coupling on the movement nature of support roller and rocker arm crank-beam mechanism // International Journal of Advanced Research in Science, Engineering and Technology (IJARSET). India, 2019. Vol. 6, Issue 6. – pp. 2350-0328. (05.00.00; №8).

2. Джураев А., Музафаров А.М., Жумаев А.С., Орипов Ж.И. Тасмали конвейернинг йўналтирувчи таркибли роликли механизми айланишига қаршилик кучини ўрганиш ва таҳлил қилиш // ФарПИ илмий-техника журнали. – Фарғона, 2020. – №1. – Б. 19-25. (05.00.00; № 20).

3. Jumaev A.S, Juraev A.J., Imamov S.A., Majidov A.T. Constructive properties of application of plastic and constructive flexible elemental materials rope roller mechanisms with belt conveyor // Scientific and technical journal of Namangan institute of engineering and technology. – Namangan, 2020. – №3. – pp. 167-173. (05.00.00; № 33).

4. Джураев А.Дж., Жумаев А.С. Применение в роликовых механизмах, выполняющих вращательное движение транспортерных узлов, высокопрочных составных упругих элементов и пластмассовых материалов // БМТИ илмий-техника журнали. – Бухоро, 2020. – №4. – Б. 104-108. (05.00.00; №24).

5. Джураев А.Дж., Музафаров А.М., Жумаев А.С. Тасмали конвейер йўналтирувчи роликли механизмлари айланиш қаршилигини белгилловчи омиллар таъсири ва техникавий параметрларини таҳлил қилиш // ҚарМИИ илмий-техника журнали. – Қарши, 2020. – №4. – Б. 46-50. (05.00.00; № 38).

6. Jumaev A.S., Juraev A.J., Khudaykulov Sh.S. Development of a new resource construction and calculation of parameters band conveyor directory roller mechanism parts // Scientific and technical journal of Namangan institute of engineering and technology. – Namangan, 2021. – №1. – pp. 211-217. (05.00.00; №33).

7. Жумаев А.С., Джураев А., Орипов Ж.И. Тоғ-кон корхоналарида тасмали конвейер йўналтирувчи роликли механизмлари учун ишлатиладиган мойлаш материали хусусиятларининг асосий кўрсаткичлари // ФарПИ илмий-техника журнали. – Фарғона, 2021. – №1. – Б. 62-69. (05.00.00; № 20).

8. Джураев А.Дж., Жумаев А.С., Орипов З.Б. Применение способов сухого и жидкостного трения составных роликовых механизмов, выполняющих вращательное движение ленточного конвейеров // БМТИ илмий-техника журнали. – Бухоро, 2021. – №2. – Б. 77-83. (05.00.00; №24).

9. Jumaev Akbarjon Sayfullaevich Calculation of downloads in component roller mechanisms belt conveyors // Scientific and technical journal of Namangan institute of engineering and technology. – Namangan, 2021. – №6. – pp. 189-196. (05.00.00; № 33).

II бўлим (II часть; part II)

10. Джураев А.Дж., Жумаев А.С., Истаблаев Ф.Ф., Қаюмов Б.Б. Лентали транспортернинг роликли механизмларида сирпанувчи таянч вазифасини бажарувчи таркибли қайишқоқ материалларни қўллашнинг конструктив хусусиятлари // Инновацион техника ва технологияларнинг қишлоқ хўжалиги озик-овқат тармоғидаги муаммо ва истикболлари мавзусидаги халқаро илмий ва илмий-техник анжума. – Тошкент, 2020. – Б. 105-107.

11. Жумаев А.С., Джураев А.Дж. Испытание цапфы валов механизмов машин и составных упругих (пластмасса) материалов исполняющие роль опорыотносительно оси на нагрузки, деформацию и износ// Бухоро вилоятини инновацион ривожлантириш: муаммо ва ечимлар мавзусидаги республика илмий-амалий анжуман материаллари. – Бухоро, 2020. – Б. 854-857.

12. Жумаев А.С., Джураев А.Дж. Тасмали конвейер йўналтирувчи таркибли роликли механизми янги конструкцияси ва тебранишлар амплитудасини ҳисоблаш // Илм-фан тараққиётида ёшларнинг ўрни мавзусида Ўзбекистон Республикаси Олий ва ўрта махсус таълим вазирлиги миқёсидаги илмий-амалий онлайн-конференция материаллари тўплами. – Андижон, 2020. – Б. 32-36.

13. Жумаев А.С., Джураев А.Дж. Тоғ-кон саноати корхоналарида тасмали конвейер таркибли йўналтирувчи роликли механизмлари ишлашига мой маҳсулотлари хусусиятларининг таъсири// Ишлаб чиқаришга инновацион технологияларни жорий этиш ва қайта тикланадиган энергия манбаларидан фойдаланиш муаммолари мавзусидаги республика миқёсидаги илмий-техник анжуманнинг материаллари тўплами. – Жиззах, 2020. – Б. 73-77.

14. Жумаев А.С., Джураев А.Д., Дустова М.П. Тасмали конвейер таркибий қисмлари механизмларининг инновацион ресурстежамкор конструкциясини ишлаб чиқиш // Маҳаллий хомашёлар ва иккиламчи ресурслар асосида инновацион технологиялар мавзусидаги республика илмий-амалий конференция тўплами. – Ўрганч, 2021. – Б. 420-421.

15. Жумаев А.С., Джураев А.Дж., Дустова М.П. Тасмали конвейер йўналтирувчи роликли механизм-ларининг янги инновацион конструкцияларини яратиш ва лойиҳалаш // Тўқимачилик саноатининг ривожланиш тенденциялари: муаммо ва ечимлари халқаро илмий-амалий конференция тўплами. – Термиз, 2021. – Б. 177-180.

16. Jumayev A.S., Jurayev A.J., Dustova M.P. Design structural improved and resource roller support belt conveyor // Международная научно-практическая конференция современные научные решения актуальных проблем. – Россия, 2021. – С. 64-66.

17. Jumayev A.S., Jurayev A.J., Dustova M.P. Development of an improved roller mechanism for belt conveyor // Международная конференция Инновационное развитие науки и образования. – Казахстан, 2021. – С. 137-139.

18. Jumayev A.S., Jurayev A.J., Dustova M.P. Analysis of vibration events in rope roller mechanisms with belt conveyor // Международная научно-практическая конференция «International scientific and practical conferences». – Poland. 2021. – pp. 26-27.

Автореферат Наманган муҳандислик-қурилиш институти «Механика ва технология» илмий журнали таҳририятида таҳрирдан ўтказилди ва ўзбек, рус, инглиз тилларидаги мослиги текширилди (30.11.2021 й.)

Босишга рухсат этилди 01.12.2021 й.
Бичими 60x84/16. «Times New Roman»
гарнитурда рақамли босма усулида босилди.
Шартли босма табоғи 2.5. Адади 100 нусха.
Буюртма №67

«Fazilat orgtex servis» х/к босмаҳонасида чоп этилди.
Наманган шаҳар, Навоий кўчаси 72-уй.

