

**ТОШКЕНТ АВТОМОБИЛЬ ЙЎЛЛАРИНИ ЛОЙИХАЛАШ, ҚУРИШ ВА
ЭКСПЛУАТАЦИЯСИ ИНСТИТУТИ ВА ТОШКЕНТ ШАҲРИДАГИ
ТУРИН ПОЛИТЕХНИКА УНИВЕРСИТЕТИ ҲУЗУРИДАГИ ИЛМИЙ
ДАРАЖАЛАР БЕРУВЧИ DSc.27.06.2017.Т.09.01 РАҚАМЛИ ИЛМИЙ
КЕНГАШ**

**ТОШКЕНТ АВТОМОБИЛЬ ЙЎЛЛАРИНИ ЛОЙИХАЛАШ, ҚУРИШ ВА
ЭКСПЛУАТАЦИЯСИ ИНСТИТУТИ**

ТОҒАЕВ АНВАР АБДУСАЛОМОВИЧ

**ОЗ ТОИФАЛИ ТРАНСПОРТ ВОСИТАЛАРИ РАМА
КОНСТРУКЦИЯСИНИНГ ПАРАМЕТРЛАРИНИ АСОСЛАШ**

05.08.06 – Ғилдиракли ва гусеничали машиналар ва уларни ишлатиш

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

**Техника фанлари бўйича фалсафа доктори (PhD)
диссертацияси автореферати мундарижаси
Оглавление автореферата диссертации доктора философии (PhD)
по техническим наукам
Content of dissertation abstract of doctor of philosophy (PhD)
on technical sciences**

Тоғаев Анвар Абдусаломович

О3 тоифали транспорт воситалари рама конструкциясининг
параметрларини асослаш..... 3

Тоғаев Анвар Абдусаломович

Обоснование параметров рамных конструкций транспортных средств
категории О3..... 27

Togaev Anvar Abdusalomovich

Justification of parameters of frame structures of vehicles of category O3..... 51

Эълон қилинган ишлар рўйхати

Список опубликованных работ

List of published works..... 55

2

**ТОШКЕНТ АВТОМОБИЛЬ ЙЎЛЛАРИНИ ЛОЙИХАЛАШ, ҚУРИШ ВА
ЭКСПЛУАТАЦИЯСИ ИНСТИТУТИ ВА ТОШКЕНТ ШАҲРИДАГИ
ТУРИН ПОЛИТЕХНИКА УНИВЕРСИТЕТИ ҲУЗУРИДАГИ ИЛМИЙ
ДАРАЖАЛАР БЕРУВЧИ DSc.27.06.2017.Т.09.01 РАҚАМЛИ ИЛМИЙ
КЕНГАШ**

**ТОШКЕНТ АВТОМОБИЛЬ ЙЎЛЛАРИНИ ЛОЙИХАЛАШ, ҚУРИШ ВА
ЭКСПЛУАТАЦИЯСИ ИНСТИТУТИ**

ТОҒАЕВ АНВАР АБДУСАЛОМОВИЧ

ОЗ ТОИФАЛИ ТРАНСПОРТ ВОСИТАЛАРИ РАМА

КОНСТРУКЦИЯСИНИНГ ПАРАМЕТРЛАРИНИ АСОСЛАШ

05.08.06 – Ғилдиракли ва гусеничали машиналар ва уларни ишлатиш

ТЕХНИКА ФАНЛАРИ БЎЙИЧА ФАЛСАФА ДОКТОРИ (PhD) ДИССЕРТАЦИЯСИ АВТОРЕФЕРАТИ

Тошкент – 2017

3

Фалсафа доктори (Doctor of Philosophy) диссертацияси мавзуси Ўзбекистон Республикаси Вазирлар Маҳкамаси ҳузуридаги Олий аттестация комиссиясида B2017.1.PhD/T15 рақам билан рўйхатга олинган.

Диссертацияси Тошкент автомобиль йўлларини лойиҳалаш, қуриш ва эксплуатацияси институтида бажарилган.

Диссертация автореферати уч тилда (ўзбек, рус, инглиз (резюме)) Илмий кенгаш веб саҳифаси (www.tayi.uz) ва «Ziynet» Ахборот таълим порталида (www.ziynet.uz) жойлаштирилган.

Илмий раҳбар: Шермухамедов Абдулазиз Адилхакович, техника фанлари доктори, профессор

Расмий оппонентлар: Алимухамедов Шавкат Пирмухамедович, техника фанлари доктори, профессор

Аликулов Саттор Рамазонович, техника фанлари доктори, профессор

Етакчи ташкилот: Тошкент темир йўл муҳандислари институти

Диссертация ҳимояси Тошкент автомобиль йўлларини лойиҳалаш, қуриш ва эксплуатацияси институти ва Тошкентдаги Турин политехника университети ҳузуридаги DSc.27.06.2017.T.09.01 рақамли илмий кенгашнинг 2017 йил «___» _____ соат ___ даги

мажлисида бўлиб ўтади (Манзил: 100060, Тошкент, А.Темур шоҳ кўчаси 20 уй. Тел./факс: (99871) 232-14-39, e-mail: tadi_info@edu.uz).

Диссертацияси билан Тошкент автомобиль йўлларини лойиҳалаш, қуриш ва эксплуатацияси институти Ахборот-ресурс марказида танишиш мумкин (____ рақами билан рўйхатга олинган). Манзил: 100060, Тошкент ш., А.Темур шоҳ кўчаси, 20 уй. Тел.: (99871) 232-14-45.

Диссертация автореферати 2017 йил «____» _____ куни тарқатилди.
(2017 йил «____» _____ даги _____ рақамли реестр баённомаси).

А.А.Рискулов

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

А.М.Бабоев

Илмий даражалар берувчи
илмий кенгаш котиби, т.ф.н.

А.А.Мухитдинов

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

4

КИРИШ (фалсафа доктори (PhD) диссертацияси аннотацияси)

Диссертация мавзусининг долзарблиги ва зарурати. Дунёда энергия ва ресурслардан самарали фойдаланиш, уларни тежайдиган технология ва техника воситаларини яратиш ҳамда уларни ишлаб чиқаришга қаратилган тадқиқотлар олиб борилмоқда. «Агар дунё бўйича 4 млрд. 889 млн. гектар майдонга қишлоқ хўжалиги маҳсулотлари етиштирилишини ҳисобга олсак»¹, бу маҳсулотларни ташиш учун ОЗ тоифали транспорт воситаларини яратиш ниҳоятда долзарб муаммолардан бири ҳисобланади. Бу борада ривожланган чет эл мамлакатларида, жумладан «АҚШ, Германия, Англия, Италия, Франция, Норвегия, Венгрия, Чехия ва бошқа давлатларда маълум ютуқларга эришилган бўлиб, уларда қишлоқ хўжалиги маҳсулотларини ташишда иш унумдорлигини оширувчи транспорт воситаларини қўллашга алоҳида эътибор қаратилмоқда»².

Мустақиллик йилларида мамлакатимизда қишлоқ хўжалиги юкларини ташишда энергия сарфини камайтириш ва юқори самарадорликка эга бўлган техникаларни ишлаб чиқаришга алоҳида эътибор қаратилган. Бу борада, жумладан энергия ва ресурсларни тежаш ҳисобига ёқилғи-мойлаш материаллари, меҳнат сарфи ва бошқа харажатларни камайтириш, иш унумдорлигини

ошириш мақсадида қишлоқ хўжалигида юкларни ташишни амалга оширадиган транспорт воситаларини яратишга бағишланган қатор илмий-тадқиқот ишлари олиб борилган. Бу эса транспорт воситалари рама конструкциясининг параметрларини асослашда муҳим масалалардан ҳисобланади.

Жаҳонда ишлаб чиқарилаётган транспорт воситалари рама конструкцияларининг мустаҳкамлик ва ишончлилиқ кўрсаткичлари билан бир қаторда иқтисодий самарасини ошириш муҳим аҳамият касб этмоқда. Бу борада мақсадли илмий-тадқиқотларни, жумладан қуйидаги йўналишлардаги илмий изланишларни амалга ошириш муҳим вазифалардан ҳисобланади: қишлоқ хўжалиги маҳсулотларини ташишда энергия ва ресурсларни тежаш ҳисобига ёқилғи-мойлаш материаллари сарфини камайтириш, транспорт воситалари рама конструкцияларининг геометрик параметрларини ҳисоблаш, кучланганлик деформацияланиш ҳолатини аниқлаш ва уларнинг бузилмасдан узоқ муддат ишлашини таъминлайдиган параметрларини ҳисоблаш ёрдамида янги конструкцияларини ишлаб чиқишда сарфланадиган харажатларни камайтириш, синов ва тажриба ишларининг катта ҳажмини ЭҲМда назарий тадқиқотларга кўчириш.

Ўзбекистон Республикаси Президентининг 2012 йил 21 майдаги ПҚ-1758-сон «2012 – 2016 йилларда қишлоқ хўжалиги ишлаб чиқаришини янада модернизация қилиш, техник ва технологик жиҳатдан қайта жиҳозлаш дастури тўғрисида»ги қарори, Ўзбекистон Республикаси Президентининг 2017 йил 7 февралдаги ПФ-4947-сон «Ўзбекистон Республикасини янада ривожлантириш бўйича Ҳаракатлар стратегияси тўғрисида»ги фармони ва Вазирлар Маҳкамасининг 2012 йил 14 июлдаги 215-сон «2012 – 2016 йилларда қишлоқ хўжалиги ишлаб чиқаришини янада модернизация қилиш, техник ва

¹<http://www.fao.org/docrep/018/i3107e/i3107e.PDF>

² <http://ej.kubagro.ru/2013/04/pdf/35.pdf>

технологик жиҳатдан қайта жиҳозлаш дастури амалга оширилишини таъминлаш чора-тадбирлари тўғрисида» қарори ва ҳамда мазкур фаолиятга тегишли меъёрий-ҳуқуқий ҳужжатларда белгиланган вазифаларни амалга оширишга ушбу диссертация тадқиқоти муайян даражада хизмат қилади.

Тадқиқотнинг республика фан ва технологиялари ривожланиши устувор йўналишларига мослиги. Мазкур тадқиқот республика фан ва технологиялар ривожланишининг II. «Энергетика, энергия ва ресурс тежамкорлик» устувор йўналишига мос равишда бажарилган.

Муаммонинг ўрганилганлик даражаси. Дунё тажрибасида транспорт воситалари динамикасини ўрганиш ва рама конструкцияларини ҳисоблаш учун турли услублар ишлаб чиқилган.

Турли транспорт воситалари динамикасини ўрганиш ва рама конструкцияларини ҳисоблаш жараёни ҳамда транспорт воситаларининг ишонччилигини, бузилмаслик ва узоқ муддат ишлашини таъминлайдиган параметрларини ҳисоблаш жараёни бўйича шуғулланувчи дунё ва юртимизнинг

йирик тадқиқотчилари S.Kotari, V.Gopinath, A.Ghasemi, J.Gandevia, N.S.Kuralay, Y.Lu, S.Yang, S.Li, L.Chen, I.Musa, A.A.Хачатуров, В.Б.Проскуряков, С.В.Вершинский, Б.И.Горбунов, А.И.Стрельбицкий, А.Д.Глущенко, Н.Н.Яценко, Р.И.Фурунжиев, Е.В.Сливинский, А.П.Бондаренко, Д.Р.Эллис, Н.Ф.Бочаров, С.С.Дмитриченко, В.Е.Боровский, М.И.Закс, Б.А.Куров, В.В.Кувшинов, П.Ф.Кузнецов, И.Дьяков, B.S.Dhillon, F.Galetto, St.N.Stroew, Ф.Н.Авдонькин, И.В.Апполонов, И.И.Базовский, Д.М.Беленько, В.В.Болотин, В.И.Брауде, К.Н.Войнов, В.С.Волков, В.С.Канарчук, П.П.Капуста, Р.В.Кугел, В.А.Кузнецов, Е.С.Кузнецов, В.С.Лукинский, В.К.Магомедов, А.Н.Островцев, В.И.Петрушов, А.И.Рембеза, Р.В.Ротенберг, Р.С.Судаков, Е.И.Тескер, О.И.Тескин, К.В.Чернишов, А.М.Шейнин, Т.Андерсен, Н.Дрейпер, В.К.Кабулов, Т.Буриев, А.Абдусатторов, О.В.Лебедев, А.А.Шермухамедов, Э.А.Асатов, А.А.Тожибоев ва бошқалар томонидан кўплаб илмий тадқиқотлар ўтказилган. Бу тадқиқотларда ҳисоблаш жараёнида аналитик услублардан ёки ташқи таъсирнинг мураккаб бўлмаган ҳоллари учун фойдаланилган.

Уларда транспорт воситаларининг бузилмаслик ва узоқ муддат ишлаши параметрлари циклик юкланишга боғлиқ равишда эмпирик ифодалар орқали аниқланган. Аммо мазкур тадқиқотларда рама конструкциясига ташқи таъсирнинг (йўл шароитининг) мураккаб ҳоллари учун мустақамлик параметрларини аниқлаш, унинг бузилмаслик ва узоқ муддат ишлаши параметрларини нафақат циклик юкланиш, балки уни тайёрлашда қўлланиладиган турли маркали пўлат прокатларнинг механик хусусиятларидан фойдаланиш масалалари етарли даражада ўрганилмаган.

Тадқиқотнинг диссертация диссертация бажарилган олий таълим ёки илмий-тадқиқот муассасасининг илмий-тадқиқот ишлари режалари билан боғлиқлиги. Диссертация тадқиқоти Тошкент автомобиль йўлларини лойиҳалаш, қуриш ва эксплуатацияси институти илмий-тадқиқот ишлари режасининг II. «Энергетика, энергия ва ресурстежамкорлик» амалий тадқиқотлар дастури доирасидаги К-15-037(2) «Юртимизда ишлаб чиқариладиган ишлаш самарадорлиги юқори бўлган янги тракторлар билан

6

ишлаши учун юк кўтариш қобилияти 6 тонна бўлган автотрактор тиркамасини яратиш» (2009-2011), АЗ-ФК-1-10160 КАЗ 009 «Юқори қувватли тракторлардан фойдаланиш мақсадида юк кўтариш қобилияти 6-8 тонна бўлган транспорт воситаларини ишлаб чиқиш ва тадқиқ этиш» (2012-2014) ва КА-3-001 «Қишлоқ хўжалиги юкларини ташувчи юртимизда ишлаб чиқариладиган транспорт воситаларини яратиш ва уларда юкларни даладан қайта ишлаш пунктларигача ташиш схемаларини ишлаб чиқиш» (2015-2017) мавзуларидаги илмий лойиҳалар доирасида бажарилган.

Тадқиқотнинг мақсади ОЗ тоифали транспорт воситалари рама конструкциясининг параметрларини асослашдан иборат.

Тадқиқотнинг вазифалари:

транспорт воситалари рама конструкцияси параметрларини асослашнинг замонавий ҳолатини таҳлил этиш;

автотрактор тиркамаси ва унинг рама конструкциясига тегишли геометрик параметрларини ҳисоблаш услубини ишлаб чиқиш;

автотрактор тиркамалари рама конструкцияси кучланганлик деформацияланиш ҳолатининг математик моделини ва уни ҳисоблашнинг сонли услубини ишлаб чиқиш;

лойиҳаланаётган тиркама рамасининг бузилмаслик ва узок муддат ишлашини таъминлайдиган параметрларини ҳисоблаш услубини ишлаб чиқиш; назарий ва экспериментал тадқиқотлар натижаларини таққослаш йўли билан таклиф этилаётган услубларнинг ишончлилигини баҳолаш; тадқиқот натижаларини қўллаш бўйича тавсиялар ишлаб чиқиш ва тегишли иқтисодий самарадорликни баҳолаш.

Тадқиқотнинг объекти сифатида ОЗ тоифали автотрактор тиркамасининг рама конструкцияси олинган.

Тадқиқотнинг предмети ОЗ тоифали транспорт воситаларининг рама конструкциясининг кучланганлик-деформацияланиш ҳолати, тиркама рамасининг бузилмаслик ва узок муддат ишлашини таъминловчи кўрсаткичлари.

Тадқиқотнинг усуллари. Тадқиқот жараёнида классик механика, математик таҳлил ва математик статистика қоидалари, статик ва динамик параметрларини сонли ҳисоблаш учун чекли элементлар усули, тензометрия усуллари, эксплуатацион хусусиятларини аниқлашнинг меъёрий ҳужжатларидан фойдаланилган.

Тадқиқотнинг илмий янгилиги қуйидагилардан иборат:

автотрактор тиркамаси ва унинг рамаси конструкциясининг геометрик параметрлари асосланган;

автотрактор тиркамаси рамаси конструкциясининг мустаҳкамлик тавсифлари, бузилмаслик ва узок муддат ишлаш кўрсаткичларини ҳисоблаш услублари ишлаб чиқилган;

элементлари турли хил маркали пўлат прокатлардан тайёрланган тиркамалар рамаси ресурсини ҳисоблаш формуласи тузатиш коэффициенти киритиш орқали такомиллаштирилган;

7

Вейбулл тақсимоти ва чарчаш эгри чизигининг даражали тенгламаси асосида тиркама рамасини узок муддат ишлашини баҳоловчи формула такомиллаштирилган.

Тадқиқотнинг амалий натижалари қуйидагилардан иборат: юк кўтариш қобилияти 6-8 тонна бўлган автотрактор тиркамасининг асосланган параметрлари тавсия этилган ва улар асосида тиркамаларнинг саноат намуналари ишлаб чиқилган («Тиркама», №SAP 01060-2013 й.; «Тиркама (2 та вариант)», №SAP 01488-2016 й.);

юк кўтариш қобилияти 6-8 тонна бўлган автотрактор тиркамаси рамаси конструкциясининг кучланганлик-деформацияланиш ҳолатини баҳоловчи умумлашган (унификациялашган) сонли услуб ишлаб чиқилган («Транспорт воситаларининг рама конструкциясини статик ҳисоблаш учун компьютер

дастури», №DGU 02866-2014 й.; «Транспорт воситаларининг рама конструкциясини динамик ҳисоблаш учун компьютер дастури», №DGU 02867-2014 й.);

истикболли автотрактор тиркамаси рамаси конструкциясининг мустаҳкамлик параметрлари ва иш режимларини аниқлаш имконини берадиган такомиллаштирилган механик-математик моделлари ишлаб чиқилган;

аналитик боғланишлар асосидаги моделлаштириш ва ҳисоблаш услубиятлари ҳамда тажрибавий тадқиқ этиш натижалари мазкур ОЗ тоифали транспорт воситаларининг тажриба-синов нусхаларини ишлаб чиқаришда лойиҳалаш сифати ва самарадорлигини ошириш, тажриба-конструкторлик ва тиркамаларнинг завод синовларини ўтказиш харажатларини қисқартириш, ишлаб чиқаришда меҳнат унумдорлигини ошириш имконини яратган.

Тадқиқот натижаларининг ишончлилиги изланишларнинг замонавий услуб ва воситалардан фойдаланган ҳолда ўтказилганлиги, тиркама ва унинг рамаси конструкциясининг конструктив, статик ва динамик параметрлари ва иш режимларини назарий жиҳатдан асослаш назарий механика, материаллар қаршилиги ва математик моделлаштириш қоидалари асосида амалга оширилганлиги, тажрибалар натижаларига математик статистика услублари билан ишлов берилганлиги, назарий ва амалий тадқиқотлар натижаларининг ўзаро адекватлиги, тиркамаларнинг синовлари ўтказилиб, амалиётга жорий қилинганлиги билан изоҳланади.

Тадқиқот натижаларининг илмий ва амалий аҳамияти. Тадқиқот бўйича олинган натижаларнинг илмий аҳамияти ОЗ тоифали транспорт воситалари рама конструкциясининг параметрларини аниқлаш имконини берадиган математик моделлар, аналитик боғланишлар ва ҳисобий услублар ишлаб чиқилганлиги билан изоҳланади.

Олинган натижаларнинг амалий аҳамияти ишлаб чиқилган ОЗ тоифали транспорт воситаларининг тажриба-синов нусхаларини ишлаб чиқаришда лойиҳалаш сифати ва самарадорлигини ошириш, тажриба-конструкторлик ва тиркамаларнинг завод синовларини ўтказиш харажатларини қисқартириш, ишлаб чиқаришда меҳнат сарфи ва сарф-харажатларни камайтиришга хизмат қилади. Шунингдек, ОЗ тоифали транспорт воситалари ёрдамида қишлоқ

8

хўжалиги юкларини ташишда ёқилғи-мойлаш материаллари сарфини камайтириш ва иш унумдорлигини оширишга хизмат қилади. **Тадқиқот натижаларининг жорий қилиниши.** ОЗ тоифали транспорт воситалари рама конструкциясининг параметрларини асослаш бўйича олинган натижалар асосида:

ОЗ тоифали транспорт воситаларини яратиш бўйича, Ўзбекистон Республикаси Интеллектуал мулк агентлигидан 2 та саноат намунасига патент («Тиркама», №SAP 01060-2013 й.; «Тиркама (2 та вариант)», №SAP 01488-2016 й.) олинди. Натижада рама конструкцияси параметрлари илмий асосланган ОЗ тоифали транспорт воситалари саноат намунаси яратилди («Тошкент қишлоқ

хўжалиги техникаси заводи» АЖининг 2015 йил 22 октябрдаги 158-сон маълумотномаси);

яратилган компьютер дастурлари «Трактор» махсус конструкторлик бюроси унитар корхонасининг лойиҳалаш-конструкторлик ва ишлаб чиқариш фаолиятида амалиётга жорий этилди («Трактор» махсус конструкторлик бюроси унитар корхонасининг 2016 йил 27 январдаги 31-сон маълумотномаси). Илмий натижанинг қўлланилиши лойиҳалаш сифати ва самарадорлигини ошириш, тажриба-конструкторлик ва машиналарнинг завод синовларини ўтказиш харажатларини камайтириш, ишлаб чиқаришда меҳнат унумдорлигини ошириш имконини берган.

Тадқиқот натижаларининг апробацияси. Мазкур тадқиқот натижалари, жумладан 6 та халқаро ва 11 та республика илмий-амалий анжуманларида муҳокамадан ўтказилган. Ишланма 2012 йилда Республика инновацион ғоялар, технологиялар ва лойиҳалар ярмаркасида намойиш этилган. Юк кўтариш қобилияти 6 тонна бўлган тиркама 2012 йилда қишлоқ хўжалиги техникаси йўналишида энг яхши ишланма деб топилган.

Тадқиқот натижаларининг эълон қилинганлиги. Диссертация мавзуси бўйича жами 36 та илмий иш чоп этилган, шулардан, Ўзбекистон Республикаси Олий аттестация комиссиясининг фалсафа доктори (PhD) диссертациялари асосий илмий натижаларини чоп этиш тавсия этилган илмий нашрларда 14 та мақола, жумладан, 11 таси республика ва 3 таси хорижий журналларда нашр этилган.

Диссертациянинг тузилиши ва ҳажми. Диссертация таркиби кириш, тўртта боб, хулоса, фойдаланилган адабиётлар рўйхати ва иловалардан иборат. Диссертациянинг ҳажми 131 бетни ташкил этган.

ДИССЕРТАЦИЯНИНГ АСОСИЙ МАЗМУНИ

Кириш қисмида ўтказилган тадқиқотларнинг долзарблиги ва зарурати асосланган, тадқиқотнинг мақсади ва вазифалари, объект ва предметлари тавсифланган, республика фан ва технологиялари ривожланишининг устувор йўналишларига мослиги кўрсатилган, тадқиқотнинг илмий янгилиги ва амалий натижалари баён қилинган, олинган натижаларнинг илмий ва амалий аҳамияти очиқ берилган, тадқиқот натижаларини амалиётга жорий қилиш, нашр этилган ишлар ва диссертация тузилиши бўйича маълумотлар келтирилган.

9

Диссертациянинг «**Муаммонинг қўйилиши, тадқиқотнинг мақсад ва вазифалари**» деб номланган биринчи бобида ОЗ тоифали транспорт воситалари рама конструкцияси, стержен конструкцияларни сонли ҳисоблаш усуллари таҳлили, автотрактор тиркамаларининг рамаларини лойиҳалашда компьютер дастурий комплексларининг афзаллиги ва камчиликлари бўйича олиб борилган илмий-тадқиқот ишлари таҳлил қилинган ҳамда тадқиқотнинг мақсад ва вазифалари шакллантирилган.

Турли транспорт воситалари динамикасини ўрганиш ва рама

конструкцияларини ҳисоблаш жараёни ҳамда транспорт воситаларининг ишончилигини, бузилмаслик ва узоқ муддат ишлашини таъминлайдиган параметрларини ҳисоблаш жараёни бўйича шуғулланувчи дунё ва юртимизнинг йирик тадқиқотчилари S.Kotari, V.Gopinath, A.Ghasemi, J.Gandevia, N.S.Kuralay, Y.Lu, S.Yang, S.Li, L.Chen, I.Musa, A.A.Хачатуров, В.Б.Проскуряков, С.В.Вершинский, Б.И.Горбунов, А.И.Стрельбицкий, А.Д.Глущенко, Н.Н.Яценко, Р.И.Фурунжиев, Е.В.Сливинский, А.П.Бондаренко, Д.Р.Эллис, Н.Ф.Бочаров, С.С.Дмитриченко, В.Е.Боровский, М.И.Закс, Б.А.Куров, В.В.Кувшинов, П.Ф.Кузнецов, И.Дьяков, B.S.Dhillon, F.Galetto, St.N.Stroew, Ф.Н.Авдонькин, И.В.Апполонов, И.И.Базовский, Д.М.Беленько, В.В.Болотин, В.И.Брауде, К.Н.Войнов, В.С.Волков, В.С.Канарчук, П.П.Капуста, Р.В.Кугел, В.А.Кузнецов, Е.С.Кузнецов, В.С.Лукинский, В.К.Магомедов, А.Н.Островцев, В.И.Петрушов, А.И.Рембеза, Р.В.Ротенберг, Р.С.Судаков, Е.И.Тескер, О.И.Тескин, К.В.Чернишов, А.М.Шейнин, Т.Андерсен, Н.Дрейпер, В.К.Кабулов, Т.Буриев, А.Абдусатторов, О.В.Лебедев, А.А.Шермухамедов, Э.А.Асатов, А.А.Тожибоев ва бошқалар томонидан кўплаб илмий тадқиқотлар ўтказилган. Бу тадқиқотларда ҳисоблаш жараёнида аналитик услублардан ёки ташқи таъсирнинг мураккаб бўлмаган ҳоллари учун фойдаланилган.

Уларда транспорт воситаларининг бузилмаслик ва узоқ муддат ишлаши параметрлари циклик юкланишга боғлиқ равишда эмпирик ифодалар орқали аниқланган. Аммо мазкур тадқиқотларда рама конструкциясига ташқи таъсирнинг (йўл шароитининг) мураккаб ҳоллари учун мустаҳкамлик параметрларини аниқлаш, унинг бузилмаслик ва узоқ муддат ишлаши параметрларини нафақат циклик юкланиш, балки уни тайёрлашда қўлланиладиган турли маркали пўлат прокатларнинг механик хусусиятларидан фойдаланиш масалалари етарли даражада ўрганилмаган.

Конструкцияларнинг мустаҳкамлиги ва бикирлигини ЭХМларда ҳисоблаш одат бўлгач, ҳисоблашнинг янги усуллари пайдо бўлди. Шулардан энг кўп қўлланадигани чекли элементлар усули, чекли айирмалар усули ва чегаравий элементлар усули ҳисобланади. Стержен конструкцияларни бу усуллар ёрдамида ҳисоблаганда олинадиган натижалар классик усулларнинг натижалари билан мос тушади. Бу универсал усуллардан катта кўчишларни ҳисоблашда ҳам, конструкция динамик юкланганда ва эластиклик босқичи чегараларидан ташқарида ишлаганда ҳам фойдаланиш мумкин.

Диссертациянинг «**Автотрактор тиркамалари рама конструкцияларини ҳисоблашнинг назарий асослари**» деб номланган иккинчи бобида автотрактор тиркамалари рама конструкцияларининг эластик деформацияларини ҳисоблаш

10

моделли, ОЗ тоифали автотрактор тиркамаларининг габарит ўлчамлари, автотрактор тиркамаларининг рама конструкциясига турлича ташқи таъсирлар бўлганда кучланганлик-деформацияланиш ҳолатини ҳисоблашнинг сонли ҳисоблаш усули, рессорали осмаларининг параметрларини аналитик ва сонли ҳисоби, рессора бикирлигини ҳисобга олган ҳолда ОЗ тоифали транспорт воситалари рама конструкцияларини мустаҳкамликка ҳисоблаш услуби ҳамда

автотрактор тиркамаси рамасини мустаҳкамликка, ҳар хил материаллар қўлланилган ҳолдаги сонли ҳисобига оид натижалар келтирилган.

Автотрактор тиркамалари рама конструкцияларини математик ёритилишини таҳлил қилиб, *виртуал ишлар принципи* (мумкин бўлган кўчишлар) асосида келтириб чиқарилган тенгламалар тизимини танлаш мақсадга мувофиқ эканлиги асосланди.

Виртуал ишлар принципида таъкидланишича, жисм нуқталарининг ҳар қандай виртуал кўчишида σ_{ii} (жисмга таъсир этаётган) ички ва ташқи кучлар таъсирининг йиғиндиси нолга тенг бўлади ва қуйидаги тенглама билан ифодаланади:

$$\iiint_V \left(\sigma_{ii} + \sigma_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \sigma_{ji} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + p \frac{\partial u}{\partial x} \right) dv = 0 \quad (1)$$

$$F_i u_i dv + p u ds dv, \quad (1)$$

+

$\frac{\partial u_i}{\partial x_j}$

V

$S \cdot V$

ундаги:

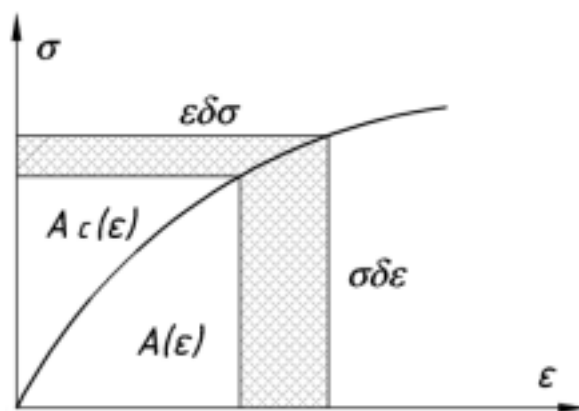
$$\iint_S \sigma_{ij} n_j u_i ds = - \iiint_V \sigma_{ii} dv$$

$$F_i u_i dv + p u ds + R_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} dv = - \iiint_V \sigma_{ii} dv$$

$$\iiint_V \sigma_{ii} dv + \iint_S \sigma_{ij} n_j u_i ds + \iiint_V R_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} dv = 0$$

V

ифодалар ташқи ва ички кучлар таъсирини билдиради. Комплементар таъсир (ишлар) принципи аниқланади (1-расм).



1-расм. Деформациялаш ва комплементар (тўлдирувчи) ишлар

Кўчишлар усулига асосланган чекли элементлар усулида, элемент узелларидаги кўчишларнинг тақсимланиши қуйидаги ифода орқали аниқланади:

$$u = N u \quad (2)$$

u - элемент узелларининг кўчиш вектори.

$$\{\varepsilon\}^{ee}[\cdot][\cdot]\{\cdot\} = B u_{(3)}$$
$$\{\sigma\} [\] \{\varepsilon\} = D_{(4)}$$
$$\{\} [] [] [] \{\} \{\} [] \{\} [] \{\}, | \rangle$$

$$e \quad e e e \quad e$$

$$[{}^{eee}_k]\{u\}\{F\} = \quad (6)$$
[illegible]

$$\int \int_{V_e} \{ \} [] \{ \} [] \{ \} \int \int_{S_e} F N p dv N q ds \quad (76) = +$$

Кейинги (7а) ва (7б) формулалар матрицанинг номига мос ҳолда, элементнинг биқирлиги ва элементга таъсир этаётган юклама вектори дейилади. Бу матрицалар аналитик йўл билан тузилади ёки сонли интеграллаш усулидан фойдаланиб ҳосил қилинади.

(6) формулани ҳар бир элемент учун қўллаб ва ҳамма элемент бўйича йиғиндини топиб, бир жинсли бўлмаган биринчи даражали чизикли алгебраик тенгламалар системасини ҳосил қиламиз. Бу системани тугун нуқталарнинг кўчишига нисбатан ечиш мумкин.

Статик масалаларни чекли элементлар усули билан ечишда таҳлил учун қуйидаги тартиб қабул қилинди:

- конструкцияни чекли элементларга ажратиб, моделни қуриш; - (7а) ва (7б) формулалар ёрдамида элементларнинг биқирлиги ва юкламалар вектори матрицаларини ҳисоблаб топиш;
- биқирликнинг тўлиқ матрицаси ва юкламанинг тўлиқ векторини қуриш;
- иккинчи ва учинчи бандлар параллел бажарилади;
- биринчи даражали тенгламалар системасини тугун нуқталарнинг кўчишига нисбатан ечиш;
- (3) ва (4) формулалар бўйича элементдаги кучланишлар ва деформацияларни ҳисоблаш.

Тиркамаларнинг рама конструкцияларини мустаҳкамликка ва биқирликка ҳисоблаш услубини такомиллаштириш долзарб масала ҳисобланади. Хусусий масалалар сифатида бизнинг тадқиқотда қуйидагилар кўрилган: чекли элементлар усули (ЧЭУ) бўйича рамани ҳисоблаш схемасини ишлаб чиқиш ва бунда конструкциянинг бўйлама ўққа нисбатан симметриклигини ҳисобга олиш; статик юкланиш шароитига кўра, тиркама рамасининг кучланганлик

деформацияланиш ҳолати (КДХ) тадқиқ этиш; тиркаманинг номинал юк

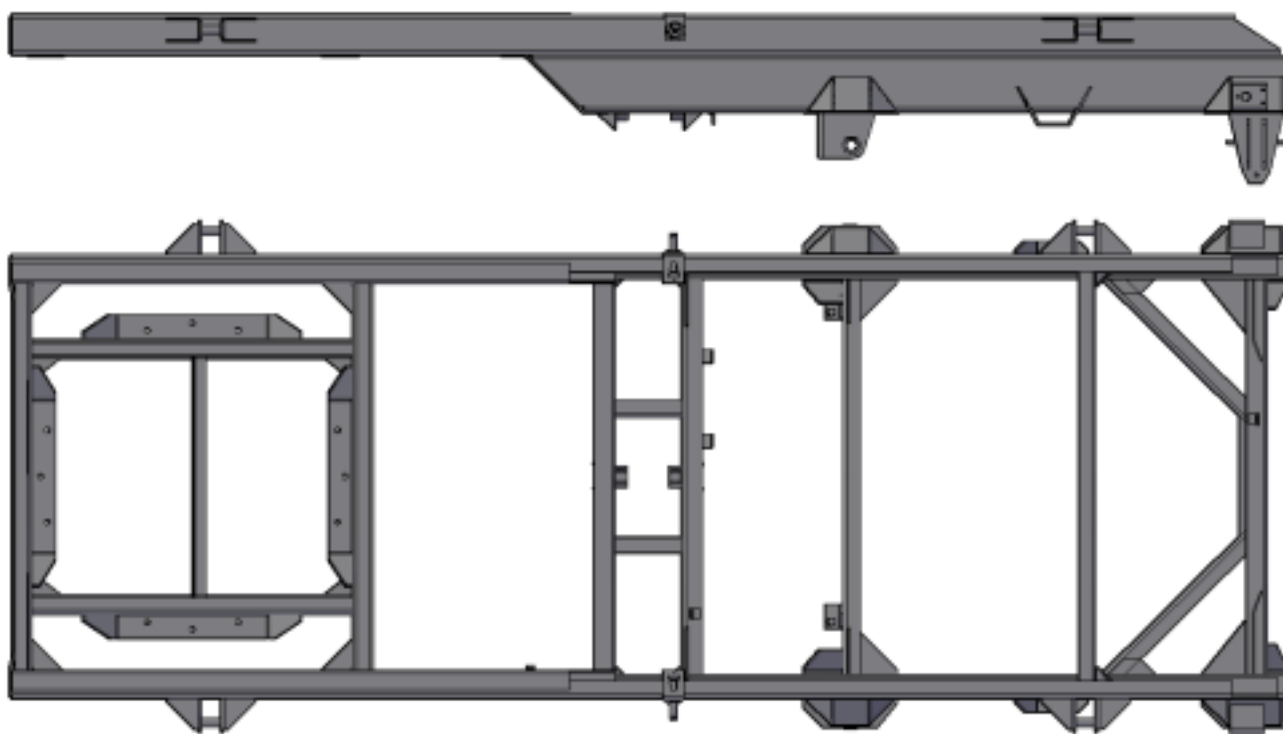
12

кўтариш қобилиятига мос келадиган ташқи юклама таъсирида раманинг эгилиш деформацияси; ортилган юк оғирлиги ва ғилдирак тўсиқ устидан ўтганда таянч қурилмага нисбатан юзага келадиган эгилиш ва буралиш таъсирида раманинг деформацияланиши; осма агрегатидаги эластик элементларнинг (рессора ларнинг) эгилиши раманинг КДХга қандай таъсир қилишини ҳисобга олиш; КДХни баҳолаш бўйича бажарилган ҳисобларнинг экспериментал тадқиқот натижалари билан таққослаш (экспериментлар 2ПТС-4-793А тиркамаси устида, Ўзбекистон Республикаси Вазирлар Маҳкамаси ҳузуридаги Ўзбекистон қишлоқ хўжалиги техникаси ва технологияларини сертификатлаш ва синаш давлат маркази полигониди ўтказилган).

Рама осма ва ғилдирак орқали таянч юза билан боғланган ва статик юклама

остида туради деб қаралади. Конструкциядаги ҳисоблаб топилган кучланишлар тензометрлаш йўли билан бажарилган экспериментал ўлчов натижалари билан солиштирилади (2-расм).

Раманинг КДХни тадқиқ этишда қабул қилинган ташқи юклама қиймати тиркаманинг номинал юк кўтариш қобилиятига мос келади.

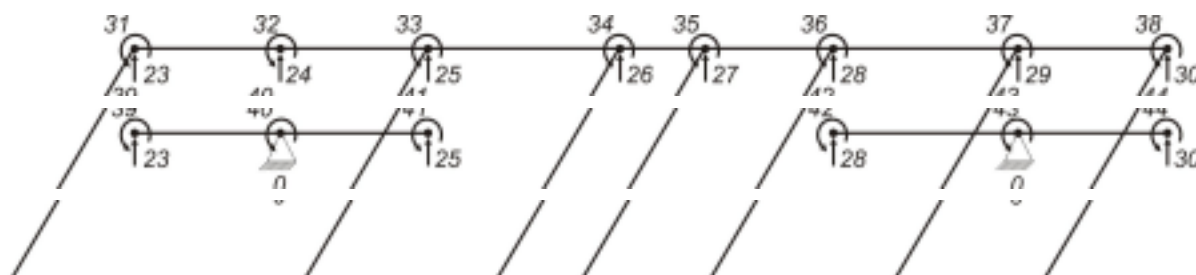


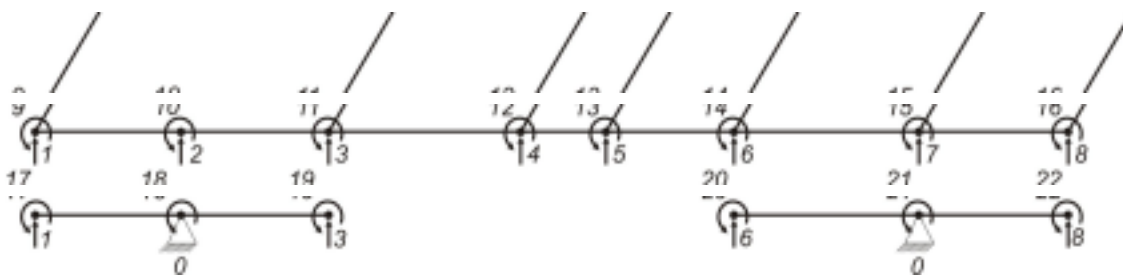
2-расм. Автотрактор тиркамаси рамасининг умумий кўриниши

Тиркама рамасининг статик мустаҳкамлик бўйича ҳисобий юкламасини аниқлашда, юкланганлик, муҳандислик ва конструкторлик амалиётида қўлланилиши мумкин бўлган хатоликда, ташиладиган юк массасисига боғлиқ эгилиш деформацияси бўйича баҳоланади. Нотекис йўлда ҳаракатланишдан ва массанинг қайта тақсимланишидан рамада ҳосил бўладиган буралишлар, тенгламалар системасига қўшимча тенглама киритиш йўли билан ҳисобга олинади.

13

3-расмда эластик рессоралар таъсири ҳисобга олган ҳолда рама конструкциясининг ҳисоб схемаси келтирилган. Схема ёпиқ ва очик профилли юпка деворли стерженлардан ташкил топган бўлиб, элементларнинг кетма-кет боғланишидан иборат.





3-расм. Ҳисобий схема

Ёпиқ ва очик профилларнинг геометрик параметрлари қуйидаги формула бўйича аниқланади:

$$\begin{aligned}
 & 4^{2*} \\
 & F \\
 & k; 2 \text{ д } W_k = F; (8) J \\
 & = \int_s \alpha^s \sum \\
 & d_s \quad \delta_n \quad \delta_J \\
 & \quad \quad \quad 3 \\
 & \quad \quad \quad J; \delta^k \\
 & = \quad \quad \quad W = . (9) \\
 & k3 \text{ i l} \quad \quad \quad =_k
 \end{aligned}$$

бу ерда α – коэффициент (двутавр профил учун – 1,2; швеллер учун – 1,12; уголок учун – 1,0); δ – профилнинг ҳар бир қисми қалинлиги (тўртбурчакнинг кичик томони); s – кўндаланг кесимнинг ҳар бир қисми контури узунлиги (тўртбурчакнинг катта томони); F^* – мавжуд кўндаланг кесимнинг юзаси. Агар иши оддий стерженлардан фарқ қилмайдиган ёпиқ профилли юпка деворли стерженларни ҳисоблашда ясси кесимлар қонунидан фойдаланиш мумкин бўлса, очик профилли юпка деворли стерженлар учун бу қонунни қўллаш мумкин эмас, чунки буровчи юкламалар таъсирида кўндаланг кесим текислигидаги нуқталар стержен ўқи йўналишида силжийди. Бундай ҳолатда ҳисоблаш ишлари материаллар қаршилиги назариясининг маълум қоидаларига мувофиқ қуйидаги кетма-кетликда бажарилади: а) эгувчи моментлар эпюраси ҳисобланади;

б) эгиш (букиш) кучланишлари қуйидаги формула ёрдамида аниқланади:

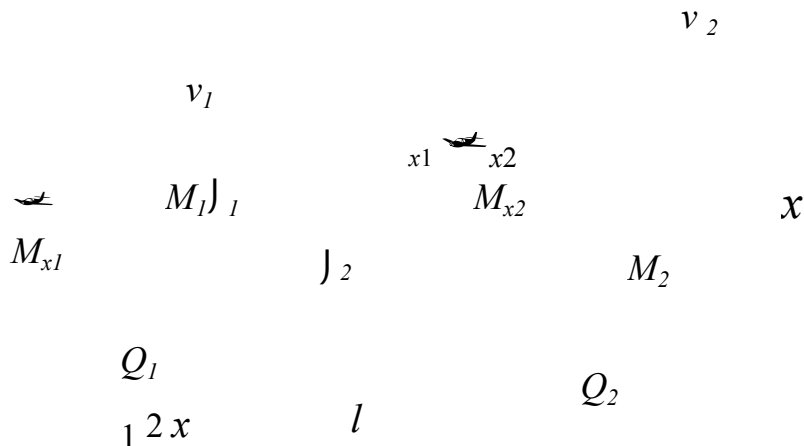
$$\begin{aligned}
 & M \\
 & \sigma, \text{ МПа. } \text{н} \\
 & = \\
 & \text{н } W_x
 \end{aligned}$$

Материаллар қаршилиги фанидан маълумки, эгилишнинг дифференциал тенгламаси қуйидаги кўринишга эга:

$$\begin{aligned}
 & \varphi \quad \frac{xx}{x} = \\
 & d \quad x \\
 & M \quad EJ
 \end{aligned}
 \quad (10)$$

бу ерда φ_x — x кесимнинг бурилиш бурчаги; M_x — x кесимдаги эгувчи момент.

Q_1 , M_1 , Q_2 , M_2 ларнинг ифодаларини аниқлаймиз (4-расм). y



4-расм. Стерженли элементга таъсир этувчи кучлар ва моментлар схемаси

4-расмдан кўринадик, x кесимдаги эгувчи момент $M_x = Q_1 \cdot x + M_1$ га тенг, энди дифференциал тенгламани (10) ечиб x кесимнинг бурилиш бурчагини аниқлаймиз:

$$\frac{d^2 \varphi_x}{dx^2} = \frac{Q_1}{EJ} + \frac{M_1}{EJ}$$

x кесимдаги эгилиш қийматини v_x қуйидаги тенгламадан аниқлаймиз:

$$\frac{d^2 v_x}{dx^2} = \frac{Q_1}{EJ} + \frac{M_1}{EJ}$$

φ_x ва v_x ларнинг $x=l$ бўлгандаги ифодасини ёзамиз:

$$\begin{aligned} \varphi_x &= \frac{Q_1}{EJ} x + \frac{M_1}{EJ} x + \varphi_1 \\ v_x &= \frac{Q_1}{2EJ} x^2 + \frac{M_1}{EJ} x + v_1 \end{aligned}$$

$$= + + \varphi +$$

$$l v$$

$$2$$

$$6$$

$$EJ$$

$$2$$

$$EJ$$

$$EJ$$

$$EJ$$

Системани ечиб, қуйидагиларни ҳосил қиламиз: $\begin{matrix} \varphi \\ \varphi \\ \varphi \\ \varphi \end{matrix}$.

$$Q^{-} + +$$

$$6 (2 2)$$

$$EJ l v l v$$

$$- + +$$

$$\frac{2211}{EJ l v l v} M 2 (3 2 3)$$

$$1$$

$$=$$

$$\frac{3-1}{l}$$

$$,$$

$$= -$$

$$\frac{2211}{l}$$

$$2$$

Балканинг охирида $Q_2=Q_1$, $M_2=Q_1 \cdot l + M_1$ га тенг. Q_1, M_1, Q_2, M_2 ларнинг ифодасини матрица кўринишида ёзамиз:

$$Q$$

$$\begin{matrix} ||| & | & ||| \\ | & | & | \end{matrix} = -$$

$$12 6 12 6$$

$$l l$$

$$\begin{bmatrix} ||| & | & ||| & | & ||| & | & ||| & | \\ | & | & | & | & | & | & | & | \end{bmatrix}$$

$$\begin{matrix} 1 \\ M \\ 1 \\ Q \\ 2 \\ M \\ \end{matrix}$$

$$\begin{matrix} EJ \\ 3 \\ l \\ 22 \\ - - - 6 4 6 2 \\ l l l l 12 6 12 6 \end{matrix}$$

$$\begin{matrix} 1 \\ \varphi \\ 1 \\ v \\ 2 \\ \varphi \end{matrix}$$

$$\begin{matrix} l l \\ - \\ 22 \\ 6 2 6 4 l l l l \end{matrix}$$

$$\varphi(11)$$

$$\begin{bmatrix} l & 2 & l & - & 2 \end{bmatrix}$$

Стерженли элементдаги буралишни ҳисобга олишда, буровчи момент

15

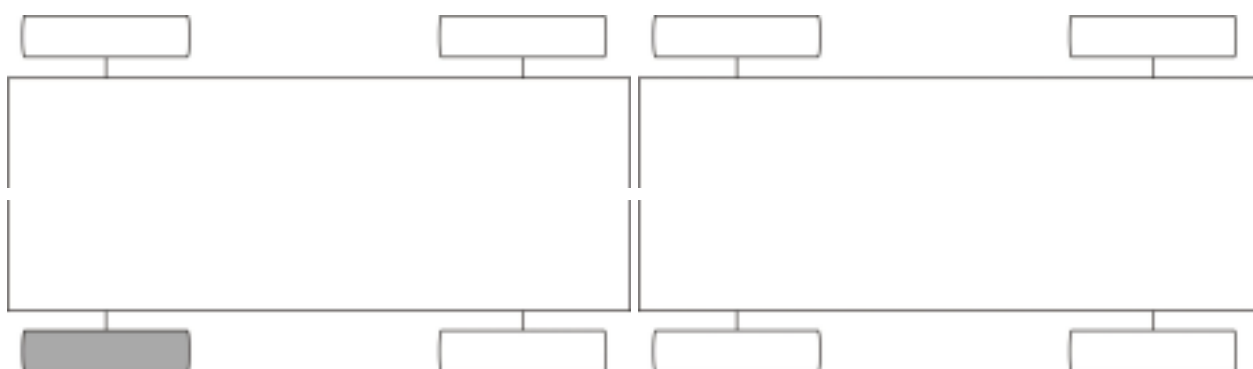
таъсир этаётган стерженли элементни элементлар йиғиндиси деб қараш керак. Бундай элементнинг ҳу текисликдаги эгилиш тенгламалари (11) ва x - x симметрия ўқи бўйича буралиш тенгламалари содир бўлади:

$$M$$

бикирлигини ҳисобга олган ҳолда бажарилади.

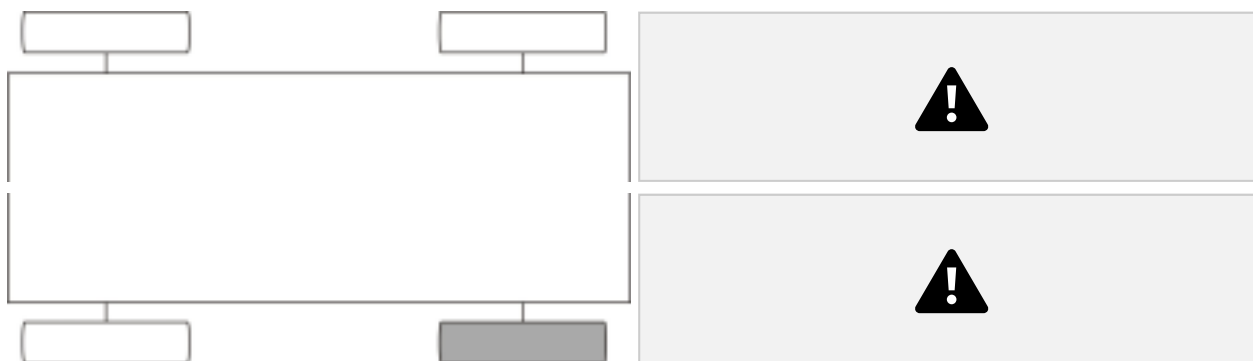
Ҳисоблаш услубида нотекисликлар устидан юриб ўтишни эътиборга олиш учун ғилдиракларнинг таянч юзасининг тавсифлари ўзгартирилди. Бунда йўл шароитлари юқорида келтирилган тоифаларга мос равишда тўртта ҳолат кўриб чиқилди:

1. Тўрттала ғилдирак ҳам йўл юзаси билан илашган ҳолатда, юклама эса бир хил тақсимланган (5,а-расм).
2. Тўрттала ғилдирак ҳам йўл юзаси билан илашган ҳолатда, юклама эса нотекис тақсимланган (5,а-расм).
3. Олдинги чап ёки орқадаги чап ғилдирак йўл юзаси билан илашмаган (5,б,в расм).
4. Олдинги чап ва орқадаги ўнг ғилдирак йўл юзаси билан илашмаган (5,г расм).



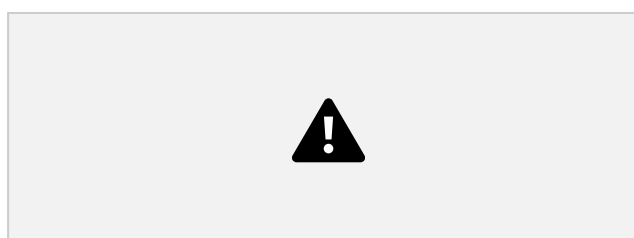
а) 1- ва 2-ҳолат б) 3-ҳолат

16



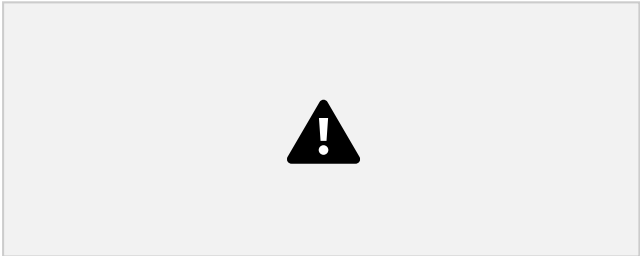
в) 3-ҳолат г) 4-ҳолат

5-расм. Йўлнинг таъсир схемалари

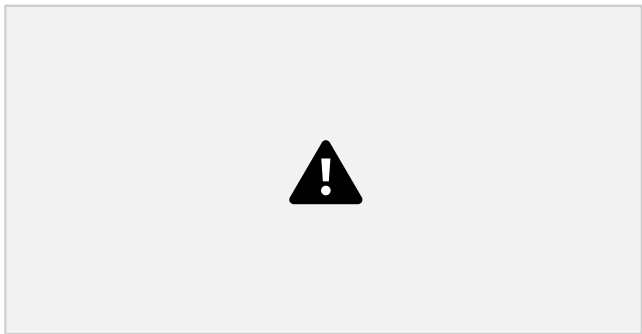
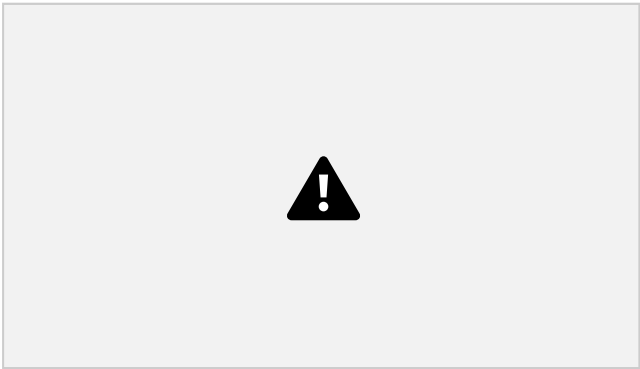




а) б)



в) г)



д) е)



а),в),д),ж) – толалар чўзилишининг максимал қиймати; б),г),е),з) – толалар сиқилишининг максимал қиймати; а),б),в),г),д),е) лар учун: 1, 2, 3 – экспериментал қийматлар, 4 – ҳисобланган қийматлар; ж),з) лар учун: 3 – экспериментал қийматлар, 1,2 – ҳисобланган қийматлар

6-расм. Юклама 4 тонна бўлганда лонжерон узелларидаги нормал кучланишлар

Ҳисоблашларда қуйидаги қийматлар қабул қилинган: 1-ҳолат учун (6,а,б расмлар) $P_2=P_{24}=P_7=P_{29}=8800$ Н, $P_4=P_5=P_{26}=P_{27}=2200$ Н, рессоранинг бикирлиги $EJ = 12056$ Н·м²; 2-ҳолат учун (6,в,г-расмлар) $P_2=P_{29}=10800$ Н, $P_7=P_{24}=6800$ Н, $P_4=P_5=P_{26}=P_{27}=2200$ Н; 3-ҳолат учун (6,д,е-расмлар) $P_2=P_{24}=14080$ Н, $P_7=P_{29}=8000$ Н, $P_4=P_5=P_{26}=P_{27}=3520$ Н ёки $P_2=P_{24}=8000$ Н, $P_7=P_{29}=14080$ Н, $P_4=P_5=P_{26}=P_{27}=3520$ Н; 4-ҳолат учун (6,ж,з-расмлар) $P_2=P_{29}=12800$ Н, $P_7=P_{24}=4800$ Н, $P_4=P_5=P_{26}=P_{27}=2200$ Н.

Назарий ва экспериментал тадқиқотлар натижаларини бир-бирига таққослаб таҳлил қилинганда қуйидагилар маълум бўлди: сифати қониқарли гудрон қопламали йўлларда кучланишнинг максимал қиймати, тегишлича 3% (6,а-расм) ва 3,2% (6,б-расм), гравий қопламали, ейилган қисмлари мавжуд йўлларда - 2,6% (6,в-расм) ва 9,3% (6,г-расм), қаторларининг баландлиги 8-12 см ва қатор ораси 90 см бўлган бурилиш полосасида - 8,2% (6,д-расм) ва 10,6% (6,е-расм), чуқурлиги 40-45 см ва эни 100-150 см бўлган ариқ учун - 7,4% (6,ж

расм) ва 8,5% (6,3-расм).

Шундай қилиб, раманинг кучланганлик-деформацияланиш ҳолатини ҳисоблаш бўйича таклиф этилган услуб экспериментал маълумотларга яқин натижалар беради (кучланишнинг максимал қийматлари бўйича фарқлари 11% гача), шунинг учун ундан автотрактор тиркамалари рама конструкцияларининг мустаҳкамлик параметрларини илмий асослашда фойдаланиш мумкин.

Диссертациянинг «**Лойиҳаланаётган тиркама рамасининг бузилмаслик ва узоқ муддат ишлаш кўрсаткичлари**» деб номланган учинчи бобида мураккаб техник тизимларнинг ишончилилик меъёрларини ҳисоблаш услублари таҳлил қилинган, тиркаманинг лойиҳаланаётган рамасини бузилмасдан ишлаш эҳтимоллигини (БИЭ) баҳолаш ва узоқ муддат ишлаш кўрсаткичларини асослаш услублари таклиф этилган.

Тиркама ва унинг асосий таркибий қисмларини лойиҳалашда функционал тузилиш схемасини (ФТС) тузиб, конструкциянинг мураккаблик даражасини аниқлаб олиш мумкин.

18

7-расмда тиркама учун ана шундай схема тузилган бўлиб, унинг асосида тиркама элементларининг ишончилигини меъёрлаш ҳисобларини амалга ошириш тавсия этилади.



I, II, III- иерархия даражалари

7-расм. Тиркаманинг функционал тузилиш схемаси

Лойиҳаланаётган тиркама элементларига тегишли P_{3i} ни қуйидаги тартибда ҳисоблаш таклиф этилади, ундан кейин элементларнинг бузилишгача ўртача ишлаш миқдори t_{3i} ни аниқлашга ўтиш мумкин:

- яхлит тиркама учун БИЭнинг қиймати P_c белгиланади (кўп ҳолатларда шатакчи

- тракторнинг P_c қийматига тенг қилиб олинади);
- тиркаманинг функционал тузилиш схемаси тузилади;
 - тиркаманинг ФТС иерархия даражалари бўйича асосий таркибий элементларнинг муҳимлилик даражаси аниқланади;

- мураккаблик коэффициенти (λ)

$$\lambda = \frac{\sum_{i=1}^n K_i}{n} \quad (1)$$

K формуладан фойдаланиб K_i нинг

қийматлари аниқланади, бу ерда n – даражаланган қатордаги элементлар сони, i – даражаланган қатордаги элементнинг тартиб рақами; K_i формула бўйича

- тиркама элементининг талаб этилган БИЭ $t_{\text{эи}}$

аниқланади, бу ерда P_c – лойиҳаланаётган тиркаманинг талаб этилган БИЭ; - тиркамадаги асосий таркибий элементларнинг бузилишгача ўртача ишлаш миқдори $t_{\text{эи}}$ аниқланади;

$$\prod_{i=1}^n P$$

- яқунловчи λ

нинг P_c дан фарқи Колмогоровнинг мувофиқлик мезони

$$\lambda = \max_{i=1}^n |P_i - P|$$

асосида баҳоланади: λ

$$\lambda =$$

Ушбу услуб асосида ҳисобланган раманинг бузилишгача ўртача ишлаш миқдори 18120 км ни ташкил этди.

Тиркамани ишлаб чиқаришда ҳисобий қийматларга риоя қилиниши, сўнгра стенд синовларида текшириб кўрилиши лозим.

Рама конструкциясига таъсир этувчи динамик юкламалар частотасини кўпайтириб, чарчашга синашни 18 мартага ва ундан ортиққа тезлаштиришга эришиш мумкин.

Синовлар пайтида реал йўл шароитларини имитация қилиш учун нотекисликлар баландлигига боғлиқ алмаштириладиган мосламалар қўлланилди. Трактор тиркамаларини чарчаш мустаҳкамлигига синаш учун мосламаларнинг баландликлари 50, 70, 118 ва 120 мм қилиб қабул қилинди.

Шуларни ҳисобга олиб, синов жараёнларини ўтказишда микропрофил сифати қониқарли йўллар олинди. Тиркаманинг ҳаракатланиш тезлиги қуйидаги

ифода орқали аниқланади:

$$V = \omega \cdot l \quad \rho 0,06, (13)$$

бу ерда ω – тиркаманинг хусусий тебранишлар частотаси, 120 мин^{-1} га тенг; l – имитацион нотекисликлар қадами, $0,6 \text{ м}$ га тенг.

Тезлаштирилган синовларда имитацион нотекисликларнинг баландлиги асосий мезон сифатида қабул қилинди. Бу қийматни ўрнатиш учун тиркама конструкциясининг юк кўтарувчи узелларидаги кучланишларнинг амплитудали тавсифлари электр тензометрлаш усули билан танланди. Шу билан тиркама ҳаракати сифати қониқарли шағал йўлда (ўртача статистик баландлиги $6,5 \text{ см}$ ва енгиб ўтиладиган имитацион нотекислик баландлиги $8,0 \text{ см}$) ҳосил бўладиган кучланишлар мос келишига эришилди. Бундай ҳолатда тиркама рамаси ва кузови элементларидаги кучланишларнинг ўртача қиймати $\sigma_0 = 76 \text{ МПа}$ га тенг бўлди. Бу қийматни бузилиш юзага келгунигача бажариладиган цикллар сонини аниқлаш формуласига қўямиз:

$$N \cdot \frac{m N}{?} = (14)$$

$$\times \frac{0.1 -}{?}, m 0$$

бу ерда N_0 – циклларнинг базавий сони, $2 \cdot 10^6$ га тенг; σ_{-1} – пайвандланган рамалар учун ўртача статистик чидамлилиқ чегараси, 40 МПа га тенг; σ_0 – конструкциядаги ўртача статистик кучланиш, 76 МПа га тенг; m – чарчаш эгри чизиғи даража кўрсаткичи, $3,0$ га тенг.

Цикллар сони $2,9 \cdot 10^5$ га тенг бўлиб, ғилдиракка учта имитацион нотекисликлар маҳкамланишини ҳисобга олганда, тиркаманинг умумий юриш йўли 132 км ни ташкил этади, бу эса тиркама хўжалик шароитларида нормал ишлаганда 8 йиллик хизматга тўғри келади.

Шундай қилиб, тиркаманинг $16,5 \text{ км}$ йўлда тезлаштирилган ресурс синови реал шароитларда, уни 1 йил давомида ишлатишга (ҳар куни 30 км юриб, йилда 245 кун) ва $N_1 = 3,6 \cdot 10^4$ юкланишлар циклига мос келади.

Тезлаштирилган синовларни ўтказиш шартлари ва жиҳозлари турли омилларга боғлиқ ҳолда алоҳида ишлаб чиқилади.

20

Тиркаманинг ишончилигини чегараловчи асосий элементлардан бири пайвандланган рама ҳисобланади. У тиркаманинг бутун хизмат муддати – 8 йилда керакли мустаҳкамлик ва ишончилиқни таъминлаши лозим.

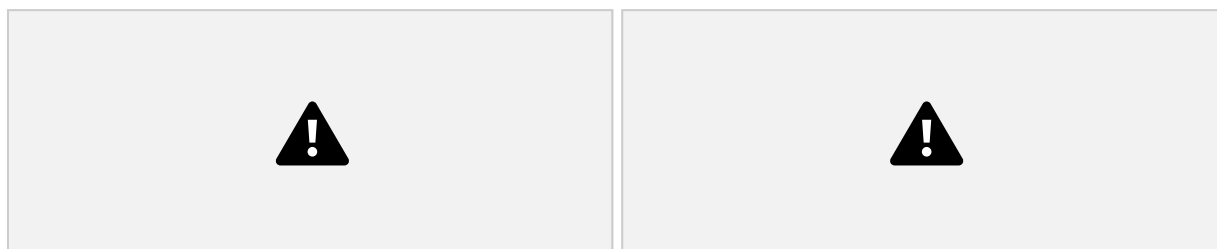
Синов натижаларини текшириш учун бузилишгача ўртача ишлаш миқдорининг ҳисобий қиймати $t_{\text{ср.рама}} = 18120 \text{ км}$ ни раманинг юкланиш цикллари сони билан ифодалаш керак. Бу миқдори рамани $2,46$ йил ишлатишга тўғри

келишини ҳисобга олганда, тиркама рамасининг юкланиш цикллари сони (ҳисобий) $N_2=2,46 \cdot 3,6 \cdot 10^4=0,886 \cdot 10^5$ га тенг бўлади.

Синов натижаларини таҳлили раманинг дастлабки бузилишлари кўндаланг балкага тўғри келишини ва у 2,46 йил ишлашига тўғри келишини кўрсатди. Бу натижа юқорида олинган ҳисобий натижаларга тўлиқ мос келади.

Тиркама рамаларини ишлаб чиқаришда энг муҳим масала – ҳар хил маркадаги пўлатлардан тайёрланган мавжуд прокат турларини қўллаш ва танлаш масаласи ҳисобланади.

8-расмда оддий сифатли углеродли пўлатлардан тайёрланган йирик масштаби пайванд намуналарнинг чарчаш эгри чизиғи берилган, унинг параметрлари: пўлатнинг оқувчанлик чегараси σ_T ва юкланиш цикллари сони N .



8-расм. Оддий сифатли углеродли пўлатлардан тайёрланган йирик масштаби пайванд намуналарнинг чарчаш эгри чизиғи

Ҳисоблар бўйича олинган қиймат σ_T га қараб, рамани тайёрлаш учун пўлатнинг оқувчанлик чегарасида $\sigma_T \geq \sigma_{T.хис.}$ пўлат прокатни танлаш мумкин. Конструкциянинг технологик ва эксплуатацион хусусиятларини, ҳамда масштаб омилини ҳисобга олиш учун оқувчанлик чегараси σ_T нинг қийматига тузатиш киритилади:

$$\sigma_{тр} = \sigma \cdot \varepsilon, \quad (15)$$

бу ерда $\sigma_{тр}$ – оқувчанлик чегарасининг тузатилган қиймати; σ_T – муайян пўлат прокат учун оқувчанлик чегараси; ε_n – тузатиш коэффициентлари. Тузатиш коэффициентлари бир нечта коэффициентлар кўпайтмасидан иборат бўлиб, улар ҳар бир технологик ва эксплуатацион омилни ҳисобга олади:

21

$$\varepsilon = \varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2 \cdot \varepsilon_3 \cdot \varepsilon_4,$$

бу ерда ε_1 – рама элементларига механик ишлов беришни ҳисобга олувчи коэффициент; ε_2 – тиркамани эксплуатация қилиш даврида рамага коррозия таъсирини ҳисобга олувчи коэффициент; ε_3 – рама масштабларини ҳисобга олувчи коэффициент; ε_4 – рамани йиғиш технологик омилларини ҳисобга олувчи коэффициент.

Бу коэффициентларни таҳлил қилиб, синов натижалари билан таққослаганда, тиркама рамаси конструкциялари учун тузатиш коэффициентлари $\varepsilon_n = 0,6$ га тенг бўлиши аниқланди.

$$0,55 \cdot 0,57 \cdot 1,02^2 - +$$

(16) формула бўйича ҳисоблаш ишларини бажариш учун MATLAB 7.11.0(R2010b) дастури ёрдамида сонли ҳисоблаш амалга оширилди. 9-расмда Ст20 маркали пўлатдан тайёрланган тиркама рамаси ресурсининг прогноз сонини кучланишга боғлиқлик графиги келтирилган. Ҳисоблашларда қуйидагилар қабул қилинган: максимал (энг катта) кучланиш $\sigma_{max}=180$ МПа; циклларнинг базавий сони $N_0 = 2 \cdot 10^6$; оқувчанлик чегараси $\sigma_{-1} = 245$ МПа; вариация коэффиценти $V=0,3$; математик кутилиш $E=140$; чарчаш эгри чизиги даража кўрсаткичи $m=3,0$.

22

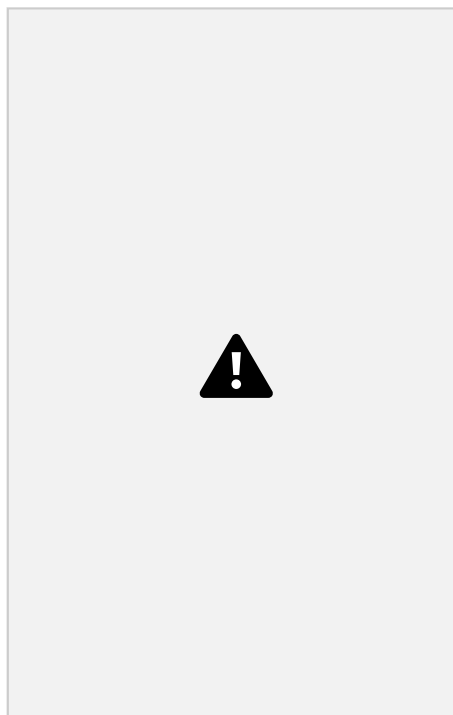


9-расм. Тиркама рамасининг чарчаш эгри чизиги (а) ва чарчаш эгри чизигининг фрагменти (б)

Олинган натижалар, тиркама рамаси ресурсининг прогноз сони $L_c = 0,33 \cdot 10^6$ эканлиги ва у НАТИнинг экспериментал маълумотидан 10% га фарк қилишини кўрсатди.

Диссертациянинг «Автотрактор тиркамаси рама конструкциясини экспериментал тадқиқ этиш» деб номланган тўртинчи бобида экспериментал тадқиқотлар дастури ва услуби, экспериментал тадқиқот натижалари таҳлили ҳамда назарий ва экспериментал тадқиқотлар натижаларини амалиётга жорий қилиш ва уларнинг иқтисодий самарасини аниқлаш келтирилган.

Трактор тиркамаси рамасининг кучланганлик ҳолатини белгилайдиган мезон сифатида, рамада вертикал динамик юкламалар таъсирида ҳосил бўладиган кучланиш қабул қилинган. Динамик юкламалар таъсирида тиркама рамаси элементлари эгилади, бунинг натижасида вертикал текисликда нормал кучланиш ҳосил бўлади:



10-расм. Лонжероннинг кўндаланг кесими

Экспериментал тадқиқотларда пахта етиштирувчи республикаларнинг ўзига хос йўл шароитлари эътиборга олиниб, йўл қисмларининг тўртта тоифаси ҳисобга олинган:

1. Гудрон қопламали, сифати қониқарли, кам ейилган, нотекислигининг ўртача статистик баландлиги $R_0 = 1,5$ см бўлган йўл.
2. Гравий (шағал тошли) қопламали, ейилган қисмлари мавжуд, нотекислигининг ўртача статистик баландлиги $R_0 = 1,5 \div 3,0$ см бўлган йўл.
3. Қаторларининг баландлиги 8-12 см ва ораси 90 см бўлган бурилиш йўлаги.
4. Чуқур ариқ (ўқ ариқ), чуқурлиги 40-45 см ва эни 100-150 см.

6-расмда юклама 4 тонна бўлганда лонжерон узелларидаги нормал кучланишларнинг ҳамда толаларни чўзилиши ва сиқилишининг максимал қийматлари келтирилган. Экспериментал қийматлар 23,12 км/соат, 13,2 км/соат, 9,25 км/соат ва 6,1 км/соат ҳаракат тезликларида олинган.

Тавсия этилаётган параметрлар ва олинган натижалардан фойдаланиш трактор тиркамаси рамасини ишлаб чиқаришда лойиҳалаш сифати ва самарадорлигини ошириш, тажриба – конструкторлик ва машиналарнинг завод синовларини ўтказиш харажатларини камайтириш, ишлаб чиқаришда меҳнат унумдорлигини ошириш имконини беради. Улардан фойдаланилганда йиллик иқтисодий самара эса ҳисобига бир йилда 4,1 млн.сўмни ташкил этади.

ХУЛОСА

«О3 тоифали транспорт воситалари рама конструкциясининг параметрларини асослаш» мавзусидаги фалсафа доктори (PhD) диссертацияси бўйича олиб борилган тадқиқотлар натижалари асосида қуйидаги хулосалар тақдим этилди:

1. Автомобиль ва трактор тиркамаларининг мавжуд рама конструкцияларини таҳлил қилиш асосида О3 тоифасида лойиҳаланаётган тиркамалар учун рама конструкциялари таклиф этилди. Бу тиркамалар пахта хом ашёсини ташишга, қишлоқ хўжалиги маҳсулотлари ва зичлиги катта (1200 кг/м^3) ва кичик (100 кг/м^3) бўлган қурилиш материалларини ташишга мўлжалланганлиги сабабли, тиркама конструкциялари кузов ҳажмини катталаштирадиган борт элементлари билан комплектланади. Юк кўтариш қобилияти 4, 6, 8 ва 10 тонна бўлган тиркамалар учун кузовнинг ички ўлчамлари таклиф этилди. Бундай тиркамаларнинг тавсифлари ва эксплуатация шароитлари ўрганилиб, габарит ўлчамлари танланди.

2. Рама конструкцияларидаги эластик деформацияларни ҳисоблайдиган тенгламаларни таҳлил қилиб, шундай тенгламалар танлаб олиндики, улар ёрдамида рама элементларининг мумкин бўлган кўчишларини виртуал ишлар принципи асосида аниқлаш мумкин бўлади. Бу тенгламалар, тиркама нотекис йўлларда ҳаракатланганда ва унда массалар тақсимооти ўзгарганда рамага таъсир қиладиган буровчи моментларни ҳисобга олади, бошқача айтганда, букилиш асосида тузилган тенгламалар системасига буралиш жараёнини ҳисобга олувчи ҳадлар қўшилди.

3. Чекли элементлар усули асосида тиркама рамасининг кучланганлик деформацияланиш ҳолатини сонли ҳисоблаш услуби ишлаб чиқилди. Бу услуб тиркаманинг номинал юк кўтариш қобилиятига мувофиқ, рамадаги эгилиш (букилиш) деформациясини ва ғилдирак тўсиқ устидан ўтганда юк оғирлиги билан буровчи момент таъсиридаги деформацияни биргаликда аниқлаш имконини беради. Бундан ташқари, осма (рессора) даги эластик элементлар раманинг кучланганлик-деформацияланиш ҳолатига таъсирини ҳам ҳисобга олиш учун хизмат қиладди.

4. Назарий ва экспериментал тадқиқотлар натижаларини таққослаш йўли билан таклиф этилган услубларнинг аниқлилиги баҳоланди. Назарий тадқиқотлар натижалари юк кўтариш қобилияти 4 тонна бўлган автотрактор тиркамасида олинган экспериментал тадқиқотлар билан солиштирилди. Солиштириш таҳлили, бу натижаларни бир-бири билан мос келишини кўрсатди (кучланишнинг максимал қийматлари бўйича фарқлари 11% гача). 5. Ишлаб чиқилган услуб асосида юк кўтариш қобилияти 6 ва 8 тонна бўлган тиркама рамаларининг лонжеронини қўндаланг балкалар билан туташган узелларидаги нормал кучланишлар ҳисоблаб топилди. Натижаларни таҳлил қилишдан кўринадикки, лонжерон учун танланган геометрик параметрлар тиркама ҳаракатланадиган 4 хил йўл шароитларида (гудрон қопламали, гравий қопламали, бурилиш полосали, чуқур ариқли йўлларда) мустаҳкамлик шартларини қаноатлантиради. Барча максимал нормал

кучланишлар рухсат этилган максимал қийматдан кичик ($\sigma_{\max}=274$ МПа). Кўндаланг балкаларнинг ҳисобларидан кўринадики, еттитасидан тўрттасининг геометрик параметрлари мустаҳкамлик шартига жавоб беради, қолган учтасидаги максимал нормал кучланишлар рухсат этилган максимал қийматдан ортиб кетди. Бу масаланинг ечимини топиш мақсадида қўшимча ҳисоблашлар ўтказилди. Конструктив томондан, узел нукталарга кучайтирувчи бикир қовурғалар пайванд қилиш орқали амалга оширилди, яъни кўндаланг балканинг кесим юзаси (кесимнинг инерция моменти) катталаштириш учун хизмат қилади. Масалан, кўндаланг балканинг инерция моментини $225,422 \text{ см}^4$ дан $724,542 \text{ см}^4$ гача оширганда, нормал кучланишнинг максимал қиймати 692 МПа дан 215,3 МПа гача камайишига хизмат қилади.

6. Лойиҳаланаётган тиркама рамасининг бузилмаслик ва узоқ муддат ишлаш кўрсаткичлари илмий асосланди. Рама элементларининг мураккаблик коэффицентларини ҳисоблаш асосида талаб этиладиган бузилмаслик кўрсаткичлари, бузилмасдан ишлаш эҳтимоллиги ва бузилишгача ўртача ишлаш миқдорлари ҳисобланди. Раманинг узоқ муддат ишлашини баҳолаш учун тузатиш коэффиценти ϵ_n киритилган формула таклиф этилди. Унинг ёрдамида элементлари турли хил маркали пўлат прокатлардан тайёрланган тиркамалар рамаси ресурсини ҳисоблашда фойдаланиш мумкин. Шунингдек, тиркама рамасининг Вейбулл тақсимотига ва чарчаш эгри чизиги даражали тенгламаси асосида тиркама рамасини узоқ муддат ишлашини баҳоловчи формула ҳам таклиф этилди. Аниқ мисолда, формула ёрдамида олинган натижалар экспериментал маълумотларга мослигини кўрсатди (НАТИнинг экспериментал маълумотидан 10% га фарқ қилади).

7. Мазкур тадқиқотларнинг асосланган назарий-методологик қоидалари ва олинган натижалари, ишнинг илмий, амалий ва иқтисодий аҳамиятлари “Тошкент қишлоқ хўжалиги техникаси заводи” акциядорлик жамияти ва “Трактор” махсус конструкторлик бюроси унитар корхонасининг ишлаб чиқариш фаолиятига тадбиқ этилган компьютер дастурлари ва саноат намунаси ҳақидаги патент мисолида ҳамда Тошкент автомобиль йўлларини лойиҳалаш, қуриш ва эксплуатацияси институтининг ўқув жараёнида қўлланилиши мисолида ўз тасдиғини топди.

8. Трактор тиркамаси рамасини ишлаб чиқаришда яратилган компьютер дастурларидан фойдаланиш орқали лойиҳалаш сифати ва самарадорлигини ошириш, тажриба – конструкторлик ва машиналарнинг завод синовларини ўтказиш харажатларини камайитириш ҳисобига бир йилда 4,1 млн.сўм иқтисодий самара олиш имконини беради.

**НАУЧНЫЙ СОВЕТ DSc.27.06.2017.T.09.01 ПО ПРИСУЖДЕНИЮ
УЧЕНЫХ СТЕПЕНЕЙ ПРИ ТАШКЕНТСКОМ ИНСТИТУТЕ ПО
ПРОЕКТИРОВАНИЮ, СТРОИТЕЛЬСТВУ И ЭКСПЛУАТАЦИИ
АВТОМОБИЛЬНЫХ ДОРОГ И ТУРИНСКОМ ПОЛИТЕХНИЧЕСКОМ
УНИВЕРСИТЕТЕ В ГОРОДЕ ТАШКЕНТЕ**

**ТАШКЕНТСКИЙ ИНСТИТУТ ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ,
СТРОИТЕЛЬСТВУ И ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДОРОГ**

ТОГАЕВ АНВАР АБДУСАЛОМОВИЧ

**ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ РАМНЫХ КОНСТРУКЦИЙ
ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ КАТЕГОРИИ ОЗ**

05.08.06 – Колесные и гусеничные машины и их эксплуатация

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

Ташкент – 2017

27

Тема диссертации доктора философии (Doctor of Philosophy) зарегистрирована в Высшей аттестационной комиссии при Кабинете Министров Республики Узбекистан за № B2017.1.PhD/T15.

Диссертация выполнена в Ташкентском институте по проектированию, строительству и эксплуатации автомобильных дорог.

Автореферат диссертации на трех языках (узбекский, русский, английский (резюме)) размещен на веб-странице (www.tayi.uz) и на Информационно-образовательном портале «Ziyonet» (www.ziyonet.uz).

Научный руководитель: Шермухамедов Абдулазиз Адилхакович, доктор технических наук, профессор

Официальные оппоненты: Алимухамедов Шавкат Пирмухамедович, доктор технических наук, профессор

Аликулов Саттор Рамазонович,
доктор технических наук, профессор

Ведущая организация: Ташкентский институт инженеров железнодорожного транспорта

Защита диссертации состоится «___» _____ 2017 года в ____ часов на заседании Научного совета DSc.27.06.2017.T.09.01 при Ташкентском институте по проектированию, строительству и эксплуатации автомобильных дорог и Туринском политехническом университете в городе Ташкенте. (Адрес: 100060, г.Ташкент, проспект А.Темура, 20. Тел./факс: (99871) 232-14-39, e-mail: tadi_info@edu.uz).

С диссертацией можно ознакомиться в Информационно-ресурсном центре Ташкентского института по проектированию, строительству и эксплуатации автомобильных дорог (зарегистрирована за № ____). Адрес: 100060, г.Ташкент, проспект А.Темура, 20. Тел.: (99871) 232-14-45.

Автореферат диссертации разослан «___» _____ 2017 года.
(реестр протокола рассылки № __ от «___» _____ 2017 года).

А.А.Рискулов

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

А.М.Бабоев

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

А.А.Мухитдинов

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

28

ВВЕДЕНИЕ (аннотация диссертации доктора философии (PhD))

Актуальность и востребованность темы диссертации. В мире проводятся исследования направленные на эффективное использование энергии и ресурсов, создание и производство технологий и технических средств обеспечивающих их сбережение. «Если учесть, что в мире на площади 4 млрд. 889 млн. гектаров производится сельскохозяйственная продукция»¹, то создание транспортных средств категории ОЗ для перевозки этих продуктов является одной из актуальных проблем. В этом направлении в ведущих странах мира, в том числе, «США, Германии, Англии, Италии, Франции, Норвегии, Венгрии, Чехии и др., где уделяется особое внимание применению высокопроизводительных транспортных средств при перевозке сельскохозяйственных грузов, достигнуты определенные успехи»².

В годы независимости в нашей стране особое внимание уделяется снижению затрат энергии при перевозке сельскохозяйственных грузов и производству высокоэффективной техники. В том числе, с целью снижения затрат расхода горюче-смазочных материалов, затрат труда и других издержек за счет сбережения энергии и ресурсов, а также повышения производительности проведен ряд научно-исследовательских работ, направленных на создание транспортных средств для перевозки сельскохозяйственных грузов. Это является основой для обоснования параметров рамных конструкций транспортных средств.

Вместе с показателями прочности и надежности рамных конструкций транспортных средств производимых в мире, важное значение имеет повышение их экономической эффективности. В этой области осуществление целенаправленных научных исследований является приоритетной задачей при этом весьма актуальны исследования в следующих направлениях: уменьшение

расхода горюче-смазочных материалов за счет экономии энергии и ресурсов при перевозке сельско-хозяйственных продуктов, расчет геометрических параметров рамных конструкций транспортных средств, определение напряженно-деформированного состояния и уменьшить затраты на разработку новых конструкций за счет расчета параметров обеспечивающих их долговечность, перемещения большого объема испытаний из области экспериментальных работ в область теоретических исследований на ЭВМ.

Данное диссертационное исследование в определенной степени служит выполнению задач, предусмотренных в Постановлении Президента Республики Узбекистан №ПП-1758 от 21 мая 2012 года «О программе дальнейшей модернизации, технического и технологического перевооружения сельско хозяйственного производства на 2012–2016 годы», Указ Президента Республики Узбекистан №УП-4947 от 7 февраля 2017 года «О стратегии действий по дальнейшему развитию республики Узбекистан» и Постановлении Кабинета Министров Республики Узбекистан №215 от 14 июля 2012 года «О мерах обеспечения реализации программы дальнейшей модернизации,

¹<http://www.fao.org/docrep/018/i3107e/i3107e.PDF>

²<http://ej.kubagro.ru/2013/04/pdf/35.pdf>

технического и технологического перевооружения сельскохозяйственного производства на 2012 – 2016 годы», а также в других нормативно-правовых документах, принятых в данной сфере.

Соответствие исследования приоритетным направлениям развития науки и технологий республики. Данное исследование выполнено в соответствии с приоритетным направлением развития науки и технологий республики II. «Энергетика, энергия и ресурсосбережение».

Степень изученности проблемы. В мире разработаны различные методики расчета рамной конструкции и изучения динамики транспортных средств.

Процессами расчета рамной конструкции и изучения динамики транспортных средств, а также расчета параметров работоспособности и долговечности транспортных средств проводили научные исследования такие крупные зарубежные и отечественные исследователи, как S.Kotari, V.Gopinath, A.Ghasemi, J.Gandevia, N.S.Kuralay, Y.Lu, S.Yang, S.Li, L.Chen, I.Musa, А.А.Хачатуров, В.Б.Проскуряков, С.В.Вершинский, Б.И.Горбунов, А.И.Стрельбицкий, А.Д.Глущенко, Н.Н.Яценко, Р.И.Фурунжиев, Е.В.Сливинский, А.П.Бондаренко, Д.Р.Эллис, Н.Ф.Бочаров, С.С.Дмитриченко, В.Е.Боровский, М.И.Закс, Б.А.Куров, В.В.Кувшинов, П.Ф.Кузнецов, И.Дьяков, B.S.Dhillon, F.Galetto, St.N.Stroew, Ф.Н.Авдонькин, И.В.Апполонов, И.И.Базовский, Д.М.Беленько, В.В.Болотин, В.И.Брауде, К.Н.Войнов, В.С.Волков, В.С.Канарчук, П.П.Капуста, Р.В.Кугел, В.А.Кузнецов, Е.С.Кузнецов, В.С.Лукинский, В.К.Магомедов, А.Н.Островцев, В.И.Петрушов, А.И.Рембеза, Р.В.Ротенберг, Р.С.Судаков, Е.И.Тескер, О.И.Тескин, К.В.Чернишов,

А.М.Шейнин, Т.Андерсен, Н.Дрейпер, В.К.Кабулов, Т.Буриев, А.Абдусатторов, О.В.Лебедев, А.А.Шермухамедов, Э.А.Асатов, А.А.Таджибаев. В этих исследованиях в процессе расчетов использованы аналитические методы или несложные случаи внешних воздействий.

В них параметры работоспособности и долговечности транспортных средств определены эмпирическими выпажениями в зависимости от циклического нагружения. Однако в этих исследованиях вопросы определения прочностных параметров рамных конструкций для сложных случаев внешних воздействий (дорожных условий), зависимости его параметров работоспособности и долговечности не только от циклических нагружений, но и механическим свойствам стального проката различных марок используемых при их изготовлении не достаточно изучены.

Связь диссертационного исследования с планами научно исследовательских работ высшего образовательного или научно исследовательского учреждения, где выполнена диссертация. Диссертационное исследование выполнено в рамках плана научно исследовательских работ Ташкентского института по проектированию, строительству и эксплуатации автомобильных дорог по программы прикладных исследований II. «Энергетика, энергия и ресурсосбережение» по темам К-15-037(2) «Создание большегрузного автотракторного прицепа грузоподъемностью 6 тонн для работы с новыми отечественными высокопроизводитель-

30

ными тракторами» (2009-2011), АЗ-ФК-1-10160 КАЗ 009 «Исследование и разработка транспортного средства грузоподъемностью 6-8 тонн для использования с энергонасыщенными тракторами» (2012-2014) и КА-3-001 «Создание отечественных транспортных средств для перевозки сельскохозяйственных грузов с отработкой схемы перевозки продукции от полей до пунктов переработки» (2015-2017).

Целью исследования является обоснование параметров рамных конструкций транспортных средств категории ОЗ.

Задачи исследования:

анализ современного состояния обоснование параметров рамных конструкций транспортных средств;

разработка методики расчета геометрических параметров автотракторного прицепа и его рамной конструкции;

разработка математической модели напряженно-деформированного состояния рамной конструкции автотракторного прицепа и её численного расчета;

разработка методики расчета параметров работоспособности и долговечности проектируемой рамы прицепа;

оценка точности предлагаемых методик путем сравнения результатов теоретических и экспериментальных исследований;

разработка рекомендаций по применению результатов исследования и оценка ее экономической эффективности.

Объектом исследования является рамная конструкция автотракторного прицепа категории ОЗ.

Предметом исследования является напряженно-деформированное состояние рамной конструкции автотракторного прицепа категории ОЗ, показатели работоспособности и долговечности рамы прицепа.

Методы исследования. В процессе исследования использованы положения классической механики, математического анализа и математической статистики, метод конечных элементов для численного расчета статических и динамических параметров, методы тензометрирования, нормативные документы определения эксплуатационных свойств.

Научная новизна исследования заключается в следующем: обоснованы геометрические параметры автотракторного прицепа и его рамной конструкции; разработаны методики расчета прочностных характеристик, показателей работоспособности и долговечности рамной конструкции автотракторного прицепа;

усовершенствована формула расчета ресурса рамы прицепа, выполненного из элементов стального проката различных марок, путем введения поправочного коэффициента;

усовершенствована формула оценки долговечности рамы прицепа на основе распределения Вейбуллы и степенного уравнения кривой усталости.

Практические результаты исследования заключается в следующем:

31

рекомендованы параметры автотракторных прицепов грузоподъемностью 6-8 тонн и на их основе созданы промышленные образцы прицепов («Прицеп», №SAP 01060-2013 г.; «Прицеп (2 варианта)», №SAP 01488-2016 г.);

разработана унифицированная численная методика оценки напряженно деформированного состояния рамных конструкций автотракторных прицепов грузоподъемностью 6-8 тонн («Компьютерная программа статического расчета рамных конструкций транспортных средств», №DGU 02866-2014 г.; «Компьютерная программа динамического расчета рамных конструкций транспортных средств», №DGU 02867-2014 г.);

усовершенствованы механико-математические модели перспективной рамной конструкции автотракторного прицепа, позволяющие определить его прочностные характеристики и рабочие режимы;

методология моделирования и расчета на основе аналитических зависимостей, а также результаты экспериментальных исследований позволили повысить качество и эффективность проектирования при создании опытных образцов транспортных средств категории ОЗ, сократить затраты на проведения заводских испытаний прицепов, повысить производительность труда в производстве.

Достоверность результатов исследования подтверждается проведением исследования с использованием современных методов и средств, осуществлением теоретических исследований обоснования конструктивных,

статических и динамических параметров и рабочих режимов прицепа и его рамной конструкции, на основе правил теоретической механики, сопротивления материалов и математического моделирования, обработкой опытных данных методами математической статистики, адекватностью полученных результатов теоретических и экспериментальных исследований, положительными результатами испытаний прицепов и внедрением их в производство.

Научная и практическая значимость результатов исследования.

Научная значимость результатов исследования заключается в разработке математических моделей, аналитических зависимостей и расчетных методик, позволяющих определить параметры рамной конструкции транспортных средств категории ОЗ.

Практическая значимость результатов исследования заключается в повышении качества и эффективности проектирования при создании опытных образцов транспортных средств категории ОЗ, сокращении затрат на опытно конструкторские работы и проведения заводских испытаний прицепов, уменьшении затрат труда и расходов в производстве. А также служит снижению затрат расхода горюче-смазочных материалов и повышению производительности труда при перевозке сельскохозяйственных грузов транспортными средствами категории ОЗ.

Внедрение результатов исследования. На основе полученных результатов по обоснованию параметров рамных конструкций транспортных средств категории ОЗ:

32

получены два патента на промышленный образец Агентства по интеллектуальной собственности Республики Узбекистан по созданию транспортных средств категории ОЗ («Прицеп», №SAP 01060-2013 г.; «Прицеп (2 варианта)», №SAP 01488-2016 г.). В результате созданы промышленные образцы транспортных средств категории ОЗ с научно-обоснованными параметрами рамных конструкций (справка от 22 октября 2015 г. №158 АО «Ташкентский завод сельскохозяйственной техники»);

созданные компьютерные программы внедрены в проектно конструкторский и производственный процесс унитарного предприятия специального конструкторского бюро «Трактор» (справка от 27 января 2016 г. №31 Унитарное предприятие Специальное конструкторское бюро «Трактор»). Применение научных результатов позволило повысить качество и эффективность проектирования, сократить затраты на проведение опытно конструкторских и заводских испытаний, повысить производительность труда в производстве.

Апробация результатов исследования. Результаты данного исследования были обсуждены, в том числе, на 6 международных и 11 республиканских научно-практических конференциях. Разработка представлена на Республиканской ярмарке инновационных идей, технологий и проектов в 2012 году. В 2012 году прицеп, грузоподъемностью 6 тонн был признан лучшей

разработкой в области сельскохозяйственной техники.

Публикация результатов исследования. По теме диссертации опубликованы всего 36 научных работ, из них 14 научных статей, в том числе 11 в республиканских и 3 в зарубежных журналах, рекомендованных Высшей аттестационной комиссией Республики Узбекистан для публикаций основных научных результатов диссертаций докторов философии (PhD).

Структура и объем диссертации. Структура диссертации состоит из введения, четырех глав, заключения, списка использованной литературы и приложений. Объем диссертации составляет 131 страниц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ

Во введении обосновываются актуальность и востребованность проведенного исследования, сформулированы его цель и задачи, характеризуются объект и предмет исследования, показано соответствие работы приоритетным направлениям развития науки и технологий республики, излагаются научная новизна и практические результаты исследования, обоснована достоверность полученных результатов, раскрываются их научная и практическая значимость, приводятся сведения по внедрению в практику результатов исследования, апробации результатов работы, опубликованным работам и структуре диссертации.

В первой главе диссертации **«Состояние проблемы, цель и задачи исследования»** выполнен анализ методов численного расчета рамных конструкций транспортных средств категории ОЗ, стержневых конструкций, научно-исследовательских работ по анализу преимуществ и недостатков

33

компьютерных программных комплексов проектирования рам автотракторных прицепов, сформированы цель и задачи исследования.

Процессами расчета рамной конструкции и изучения динамики транспортных средств, а также расчета параметров работоспособности и долговечности транспортных средств проводили научные исследования такие крупные зарубежные и отечественные исследователи, как S.Kotari, V.Gopinath, A.Ghasemi, J.Gandevia, N.S.Kuralay, Y.Lu, S.Yang, S.Li, L.Chen, I.Musa, A.A.Хачатуров, В.Б.Проскуряков, С.В.Вершинский, Б.И.Горбунов, А.И.Стрельбицкий, А.Д.Глущенко, Н.Н.Яценко, Р.И.Фурунжиев, Е.В.Сливинский, А.П.Бондаренко, Д.Р.Эллис, Н.Ф.Бочаров, С.С.Дмитриченко, В.Е.Боровский, М.И.Закс, Б.А.Куров, В.В.Кувшинов, П.Ф.Кузнецов, И.Дьяков, B.S.Dhillon, F.Galetto, St.N.Stroew, Ф.Н.Авдонькин, И.В.Апполонов, И.И.Базовский, Д.М.Беленько, В.В.Болотин, В.И.Брауде, К.Н.Войнов, В.С.Волков, В.С.Канарчук, П.П.Капуста, Р.В.Кугел, В.А.Кузнецов, Е.С.Кузнецов, В.С.Лукинский, В.К.Магомедов, А.Н.Островцев, В.И.Петрушов, А.И.Рембеза, Р.В.Ротенберг, Р.С.Судаков, Е.И.Тескер, О.И.Тескин, К.В.Чернишов, А.М.Шейнин, Т.Андерсен, Н.Дрейпер, В.К.Кабулов, Т.Буриев, А.Абдусатторов,

О.В.Лебедев, А.А.Шермухамедов, Э.А.Асатов, А.А.Таджибаев. В этих исследованиях в процессе расчетов использованы аналитические методы или несложные случаи внешних воздействий.

В них параметры работоспособности и долговечности транспортных средств определены эмпирическими выпажениями в зависимости от циклического нагружения. Однако в этих исследованиях вопросы определения прочностных параметров рамных конструкций для сложных случаев внешних воздействий (дорожных условий), зависимости его параметров работоспособности и долговечности не только от циклических нагружений, но и механическим свойствам стального проката различных марок используемых при их изготовлении не достаточно изучены.

Широкое использование ЭВМ при определении прочности и жесткости конструкций привело к появлению новых методов расчета, из которых наибольшее применение получили метод конечных элементов, метод конечных разностей и метод граничных элементов. При расчете стержневых конструкций по данным методам получают точные результаты, совпадающие с результатами расчетов по классическим методам. Эти универсальные методы применимы также для расчета больших перемещений, при работе конструкций за пределами упругой стадии и при ее динамическом нагружении.

Во второй главе диссертации **«Теоретические основы расчета рамной конструкции автотракторного прицепа»** приведены результаты выбора модели расчета упругих деформаций рамных конструкций автотракторных прицепов, выбора конструктивных параметров тракторных прицепов категории ОЗ, расчета напряженно-деформированного состояния рамных конструкций автотракторных прицепов при различных внешних воздействиях, аналитического и численного расчета параметров рессорной подвески, методика прочностного расчета рамных конструкций транспортных средств категории ОЗ с учетом жесткости рессоры, а также результаты численного

34

расчета на прочность рамы автотракторного прицепа, выполненного из различных материалов.

Анализируя рассмотренные математические формулировки применительно к конструкции автотракторного прицепа, нами было решено остановиться на уравнениях, выведенных на *принципе виртуальной работы (возможных перемещений)*.

Принцип виртуальной работы, утверждающий, что сумма действия всех внешних и внутренних сил при любом виртуальном перемещении точек тела σ_{ui} , на которое эта система сил воздействует, равна нулю, можно выразить уравнением:

$$\int \int \int \dots$$

$$F_i u_i dv p u ds dv, (1)$$

+ =

V $S V ?$ $i i ij ij$
 в котором:

$$\int \int^+ =$$

$$\int_V F_i u_i dv + \int_S p u ds + \int_V R_{ij} u_{ij} dv = -$$

действие внешних и внутренних сил соответственно. Определяется принцип комплементарного действия (работы) (рис. 1).

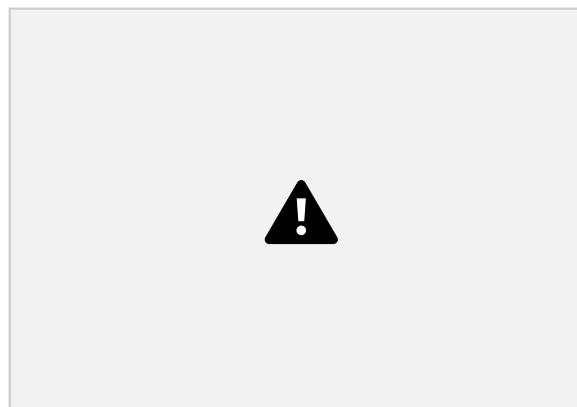


Рис. 1. Деформационная и комплементарная (дополнительная) работы

В методе конечных элементов, базирующемся на методе перемещений, распределение смещений в элементах находят из смещения узлов по соотношению:

$$\{u\} = [M] \{u\}^e \quad u = N u \quad (2)$$

где $[M]$ - форм-функция, $\{u\}^e$

u - вектор смещения узлов элемента.

Деформации и напряжения в элементе определяются по смещению узлов соответственно следующим образом:

$$\{\epsilon\} = [B] \{u\}^e \quad = B u \quad (3)$$

$$\{\sigma\} = [D] \{\epsilon\} \quad = D \quad (4)$$

где $[B]$ - матрица дифференцирования, $[D]$ - матрица упругости материала. Формула возможной работы всей конструкции выражается через сумму

35

Это выражение можно записать в матричной форме:

где

$$\begin{aligned}
& \int_{\mathbb{T}}^e \\
& [[[]][[]], \\
& = \\
& \quad \vee e \\
& \quad ee \\
& \quad \mathbb{T} \mathbb{T} e \\
& \quad \{\} [] \{\} [] \{\} \int \int \\
& F N p \, dv \, N q \, ds \quad (76) = + \\
& \quad \vee e \\
& \quad \mathcal{S} e
\end{aligned}$$

Применяя формулу (6) к каждому элементу и проводя суммирование по всем элементам, получим систему неоднородных линейных алгебраических уравнений первой степени, которую можно решить относительно смещений узловых точек.

- построение модели с разбиением конструкции на конечное число элементов; -
вычисление матриц жёсткости элементов и вектора нагрузки по формулам (7а) и

(76);

- построение полной матрицы жёсткости и полного вектора нагрузки;
- второй и третий пункты выполняются параллельно;
- решение системы уравнений первой степени относительно смещения узловых точек;
- вычисление напряжений и деформаций в элементе по формулам (3) и (4).

Актуальным является совершенствование методики расчетов на прочность и жесткость рамных конструкций прицепов. В качестве частных задач в работе рассматриваются: разработка расчетной схемы рамы по методу конечных элементов (МКЭ) с учетом симметрических свойств конструкции относительно продольной оси; исследование напряженно-деформированного состояния (НДС) рамы прицепа по условию статического нагружения; деформация изгиба рамы от внешней нагрузки, соответствующей номинальной грузоподъемности прицепа; совместная деформация рамы от массы груза и закручивания относительно опорного устройства при переезде колесом (стороной) через препятствие; учет податливости (осадки) упругих элементов подвески (рессор) на НДС рамы; сравнение расчетов по оценке НДС с результатами экспериментальных исследований для условий статического нагружения, выполненных на полигоне Узбекского государственного центра испытаний техники и технологий, при испытании прицепа 2ПТС-4-793А. Рама рассматривается на упругом основании в условиях статического нагружения, обеспечивает соответствие характера распределения напряжений в

36

конструкции, полученных расчетным путем, результатам проведенных экспериментальных измерений тензометрированием (рис. 2). Величина внешней нагрузки, принятая к рассмотрению при исследовании НДС рамы, соответствует номинальной грузоподъемности прицепа.





Рис. 2. Общий вид рамы автотракторного прицепа

При определении расчетной нагрузки рамы прицепа по статической прочности, с достаточной для инженерной и конструкторской практики погрешностью, нагруженность оценивается по деформациям изгиба от массы перевозимого груза. Влияние закручивания рамы, вызванное движением по неровной поверхности и перераспределением массы, учитывается включением в систему уравнений изгиба дополнительных уравнений кручения.

На рис. 3 приведена расчетная схема рамной конструкции с учетом влияния упругих рессор. Схема представляет собой последовательно соединенные элементы состоящие из тонкостенных стержней с закрытым и открытым профилем.

Рис. 3. Расчетная схема

Геометрические параметры для закрытого и открытого профиля определяется по формуле:

$$F = \sum_{k=1}^n \delta_k s_k \quad (8)$$

$$W = \sum_{k=1}^n \delta_k s_k^2 \quad (9)$$

где α – коэффициент (для двутавров принимается равным 1,2; для швеллера – 1,12; уголка – 1,0); δ – соответственно толщина каждой части профиля (меньшая сторона прямоугольника); s – соответственно длина контура каждой части поперечного сечения (большая сторона прямоугольника); F^* – площадь «живого» поперечного сечения.

Если для тонкостенных стержней замкнутого профиля, работа которых не отличается от обычных стержней, можно использовать закон плоских сечений, то для тонкостенных стержней открытого профиля этот закон не может быть применен, так как при нагрузках, создающих закручивание, точки из плоскости поперечного сечения перемещаются вдоль оси стержня.

В этом случае расчет ведется в соответствии с известными правилами теории сопротивления материалов в следующей последовательности: а) рассчитывается эпюра изгибающих моментов;

б) определяются напряжения изгиба по формуле:

$$\sigma = \frac{M}{W_x}$$

Из курса сопротивления материалов нам известно, что дифференциальное уравнение изгиба имеет вид:

$$\frac{d^2 \varphi}{dx^2} = \frac{M}{EJ} \quad (10)$$

где φ_x – угол поворота сечения x , а M_x – изгибающий момент в сечении x .

Определим выражения для Q_1, M_1, Q_2, M_2 (рис. 4).

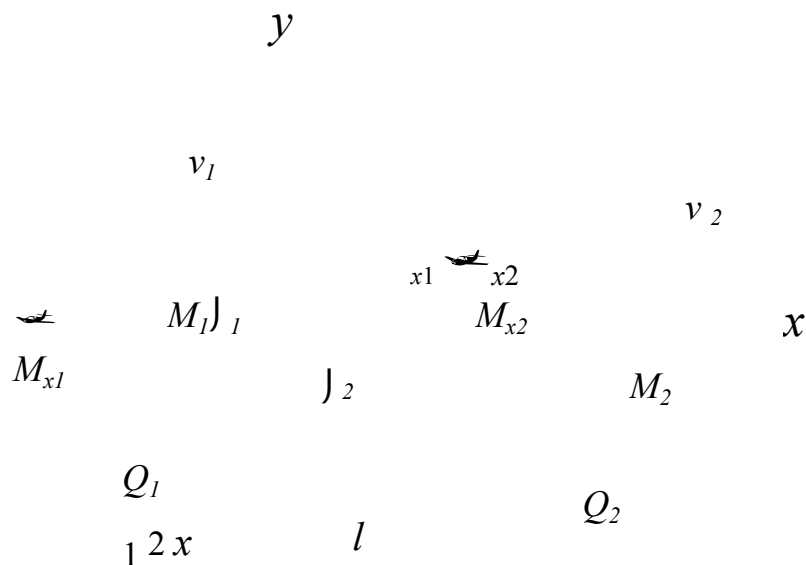


Рис. 4. Схема сил и моментов, действующих на стержневой элемент

Из рис. 4 видно, что изгибающий момент в сечении x равен, $M_x = Q_1 \cdot x + M_1$, теперь решая дифференциальное уравнение (10) получим:

$$\frac{d^2 v}{dx^2} = \frac{Q_1 x}{EJ} + \frac{M_1}{EJ}$$

Прогиб v_x в сечении x определим из уравнения:

$$v_x = \frac{Q_1 x^2}{2 EJ} + \frac{M_1 x}{EJ} + \frac{v_1}{2} + \frac{v_2}{2} + \frac{Q_2 x}{2 EJ} + \frac{M_2 x}{2 EJ}$$

Запишем выражения v_x и v_x при $x=l$:

$$v_l = \frac{Q_1 l^2}{2 EJ} + \frac{M_1 l}{EJ} + \frac{v_1}{2} + \frac{v_2}{2} + \frac{Q_2 l}{2 EJ} + \frac{M_2 l}{2 EJ}$$

Решая систему получим:

В конце балки $Q_2=Q_1$, $M_2=Q_1 \cdot l + M_1$ выражения для Q_1, M_1, Q_2, M_2 можно записать в матричном виде:

Стержневой элемент с учетом кручения рассматривается, как объединение элементов описывающих: изгиб в плоскости xu уравнениями (11) и кручение с осью симметрии x - x следующими уравнениями:

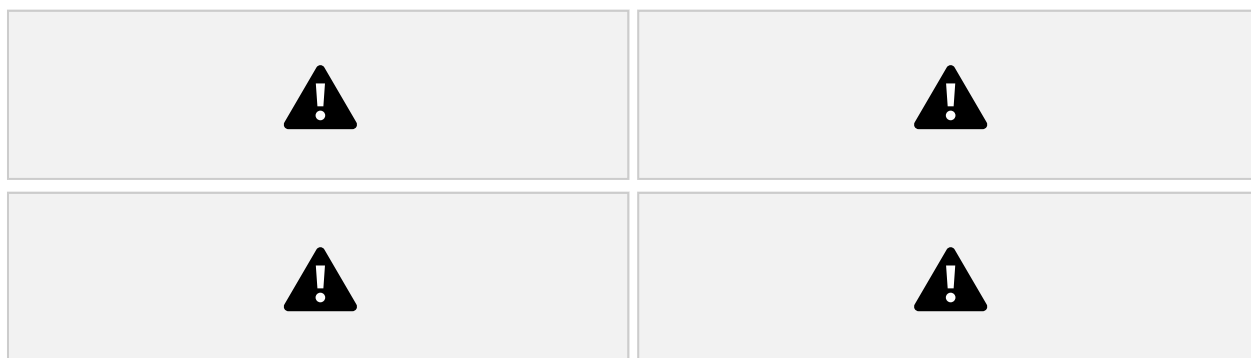
Расчет ведется в упругой постановке с учетом жесткости рессоры. Переезд через неровности в расчетной методике, учитывалось посредством изменения характеристик опорной поверхности колес. При этом рассматривались следующие четыре случая, соответствующие категориям дорожных условий:

1. Все четыре колеса контактируют с поверхностью, нагрузка распределена равномерно (рис. 5, а).
2. Все четыре колеса контактируют с поверхностью, нагрузка распределена неравномерно (рис. 5, а).
3. Переднее левое колесо или заднее левое колесо не контактирует с опорной поверхностью (рис. 5, б и в).
4. Переднее левое и заднее правое колеса не контактирует с опорной поверхностью (рис. 5, г).



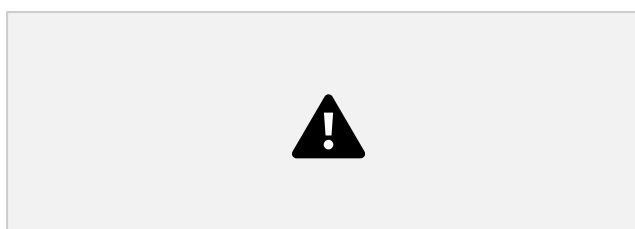
а) 1 и 2-случай б) 3-случай

40



в) 3-случай г) 4-случай

Рис. 5. Схемы дорожного воздействия

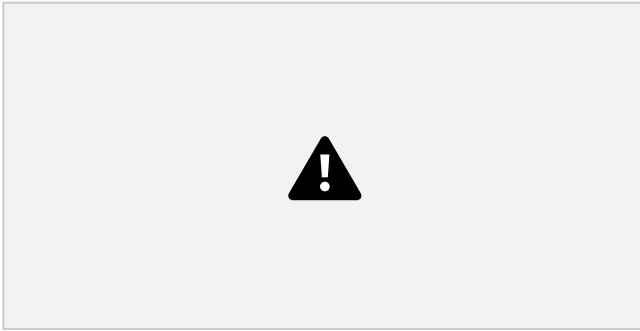
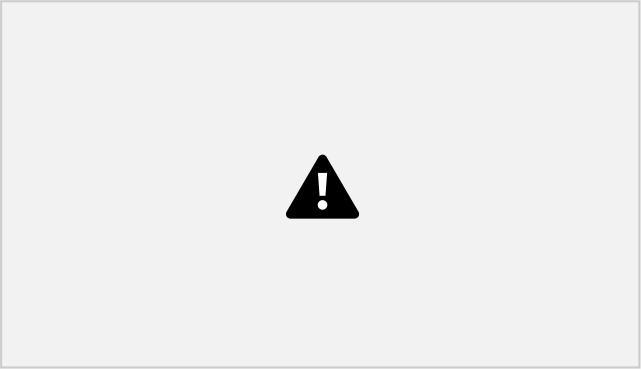




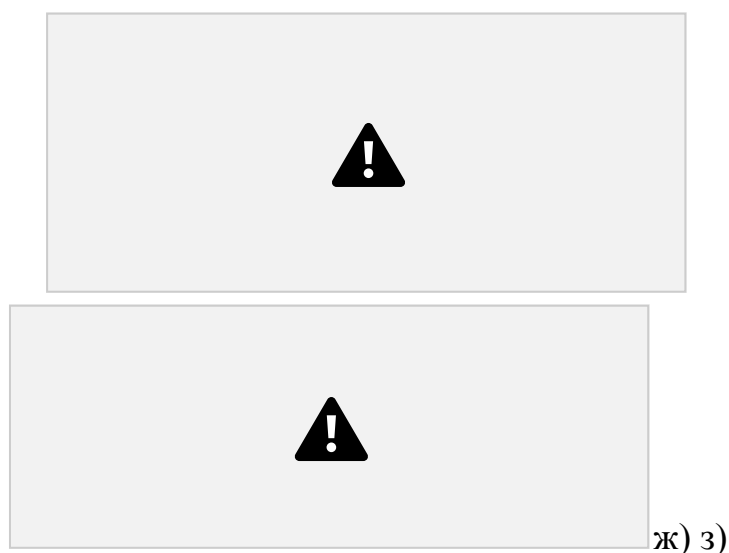
а) б)



в) г)



д) е)



а), в), д), ж) – при максимальных значениях растяжения волокон; б), г), е), з) – при максимальных значениях сжатия волокон; для а), б), в), г), д), е): 1, 2, 3 – экспериментальные значения, 4 – расчетные значения; для ж), з): 3 – экспериментальные значения, 1, 2 – расчетные значения

Рис. 6. Нормальные напряжения в узлах лонжерона при нагрузке 4 тонн

При расчетах приняты: для положения 1 (рис. 6, а и б) $P_2=P_{24}=P_7=P_{29}=8800$ Н, $P_4=P_5=P_{26}=P_{27}=2200$ Н, жесткость рессоры $EJ=12056$ Н·м²; для положения 2 (рис. 6, в и г) $P_2=P_{29}=10800$ Н, $P_7=P_{24}=6800$ Н, $P_4=P_5=P_{26}=P_{27}=2200$ Н; для положения 3 (рис. 6, д и е) $P_2=P_{24}=14080$ Н, $P_7=P_{29}=8000$ Н, $P_4=P_5=P_{26}=P_{27}=3520$ Н или $P_2=P_{24}=8000$ Н, $P_7=P_{29}=14080$ Н, $P_4=P_5=P_{26}=P_{27}=3520$ Н; для положения 4 (рис. 6, ж и з) $P_2=P_{29}=12800$ Н, $P_7=P_{24}=4800$ Н, $P_4=P_5=P_{26}=P_{27}=2200$ Н.

Сопоставительный анализ результатов теоретических и экспериментальных исследований показал, что максимальные значения напряжения для дороги с гудронным покрытием удовлетворительного качества составляет соответственно 3% (рис. 6, а) и 3,2% (рис. 6, б), для дороги с гравийным покрытием с изношенными участками – соответственно 2,6% (рис. 6, в) и 9,3% (рис. 6, г), для поворотной полосы с грядами высотой 8-12 см и шагом 90 см – соответственно 8,2% (рис. 6, д) и 10,6% (рис. 6, е), для глубокого кювета глубиной 40-45 см и шириной 100-150 см – соответственно 7,4% (рис. 6, ж) и 8,5% (рис. 6, з).

Таким образом, предложенная методика расчета напряженно

деформируемого состояния рамы даёт хорошее согласование с экспериментальными данными (максимальные значения напряжения в пределах 11%) и ее можно использовать при обосновании прочностных параметров автотракторных прицепов.

В третьей главе диссертации «Показатели безотказности и долговечности проектируемой рамы прицепа» проанализированы методы обоснования и расчета нормативов надёжности сложных технических систем, предложена методика оценки вероятности безотказной работы и обоснования показателей долговечности проектируемой рамы прицепа.

При проектировании прицепа и его основных составных частей, конструкторы располагают информацией, позволяющей составить его структурно-функциональную схему (СФС). По этой схеме можно установить сложность проектируемой конструкции.

42

Поэтому, мы предлагаем проводить расчеты по нормированию надёжности элементов конструкции прицепа, согласно структурно-иерархической схеме прицепа, представленной на рис. 7.



I, II, III- уровни иерархии

Рис. 7. Структурно-функциональная схема прицепа

Расчёт $P_{эi}$ составных частей проектируемого прицепа, от которых можно затем перейти к определению средних наработок на отказ $t_{эi}$ предлагается проводить в следующей последовательности:

- назначается ВБР P_c для прицепа в целом (во многих случаях P_c прицепа равна

P_c трактора буксирующего прицеп);

- составляется структурно-функциональная схема прицепа; - производится ранжирование основных составных элементов по соответствующим уровням иерархии СФС прицепа;

- с использованием формулы ()

$$K_{i+1} = \frac{P_{i+1} - P_i}{P_i - P_{i-1}}$$

K определяются значения

коэффициентов K_i , где n - количество элементов в ранжированном ряду; i - номер элемента в ранжированном ряду;

P_{i+1} находятся требуемые значения P_{i+1} (для каждого

- по формуле

и с

уровня СФС прицепа), где P_c - требуемая ВБР проектируемого прицепа; - определяются средние наработки на отказ t_{zi} основных составных элементов прицепа;

43

- проводится оценка результирующей $\lambda = \max_{i=1}^n \prod_{j=1}^n P_j - P_c$

$\prod_{i=1}^n P_i$ от P_c по критерию согласия

Колмогорова: и с

и 1

Расчетное значение средней наработки на отказ рамы прицепа полученное по этой методики составило 18120 км.

Данное расчетное значение должно быть обеспечено при производстве прицепов и подтверждено соответствующими испытаниями на стендах. За счет увеличения частоты воздействия динамических нагрузок на рамную конструкцию достигается ускорение усталостных испытаний в 18 раз и более.

Препятствия, имитирующие реальные условия выполняются съёмными с целью перестройки дороги для различных испытаний (в зависимости от высоты неровностей). Для испытаний тракторных прицепов на усталостную прочность применяют препятствия высотой 50, 70, 118 и 120 мм.

С учетом этого при проведении испытаний за основу был принят микропрофиль дороги удовлетворительного качества. Скорость движения прицепа устанавливается по зависимости:

$$V = \omega \cdot l \quad \rho 0,06, (13)$$

где ω - частота собственных колебаний прицепа, равная 120 кол/мин; l - шаг имитационных неровностей, равный 0,6 м.

Основным критерием при проведении форсированных испытаний является высота имитационной неровности. Чтобы установить ее величину путем подбора амплитудных характеристик напряжений в узлах несущих конструкций прицепа методом электрического тензометрирования, была достигнута идентичность возникновения напряжений при движении прицепа по гравийной дороге удовлетворительного качества со среднестатистической высотой 6,5 см и преодолении имитационной неровности 8,0 см. Среднее значение напряжений в узлах рамы и кузова прицепа для этого случая $\sigma_0 = 76$ МПа. Подставив это значение напряжений в формулу:

$$N \cdot \frac{N_0}{\sigma_0} = \frac{N_0}{\sigma_0} \cdot \frac{N}{\sigma_0} \quad (14)$$

где N_0 - базовое число циклов, равное $2 \cdot 10^6$; σ_{-1} - среднестатистический предел выносливости для сварных рам, равный 40 МПа; σ_0 - среднестатистическое напряжение в конструкции, равное 76 МПа; m - показатель степени кривой усталости, равный 3.

Учитывая, что на колесе крепится 3 имитационных неровности, общий пробег прицепа для $2,9 \cdot 10^5$ циклов составит 132 км, что эквивалентно 8 годам нормальной эксплуатации прицепа в хозяйственных условиях.

Таким образом, 16,5 км ускоренных ресурсных испытаний прицепа соответствует 1 году его эксплуатации в реальных условиях (245 дней в году с ежедневным пробегом 30 км) и $N_1 = 3,6 \cdot 10^4$ циклам нагружения.

44

Условия и оборудование для проведения ускоренных испытаний разрабатываются отдельно, в зависимости от различных факторов. Одним из основных элементов, лимитирующих надежность прицепа, является сварная рама, которая должна обеспечить необходимую прочность и надёжность прицепа за весь назначенный срок службы - 8 лет. Для контроля экспериментальных данных необходимо расчетную наработку на отказ $t_{\text{ср.рама}} = 18120$ км представить в виде определённого числа циклов нагружения рамы. С учетом того, что средняя наработка на отказ рамы $t_{\text{ср.рама}} = 18120$ км

соответствует 2,46 годам эксплуатации, то расчетное число циклов нагружения рамы прицепа составляет $N_2 = 2,46 \cdot 3,6 \cdot 10^4 = 0,886 \cdot 10^5$ циклов. Анализ результатов показывает, что первые отказы рамы приходятся на поперечину 2,46 лет эксплуатации. Как было установлено, расчетная средняя наработка на отказ рамы в целом составляет $t_{ср.рама} = 18120$ км и в пересчёте соответствует 2,46 годам эксплуатации, что полностью соответствует данным испытания.

Наиболее важным вопросом при производстве рам прицепов является вопрос о выборе и применении существующих видов проката, выполненных из различных марок сталей.

На рис. 8 приведена кривая усталости крупномасштабных сварных образцов из углеродистой стали обыкновенного качества, параметрами которой являются предел текучести σ_T и число N циклов нагружения.

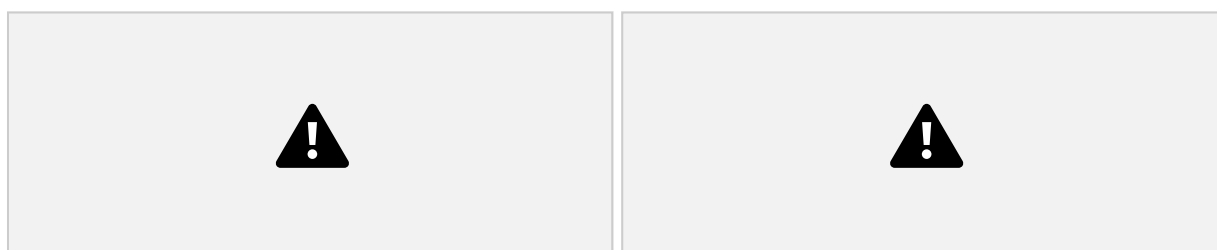


Рис. 8. Кривая усталости крупномасштабных сварных образцов из углеродистой стали обыкновенного качества

По полученному значению σ_T для изготовления рамы можно выбрать стальной прокат с пределом текучести стали $\sigma_T \geq \sigma_{T,расч}$.

Для учета технологических и эксплуатационных особенностей, а также масштабного фактора вводится поправка на величину предела текучести $\sigma_{T,трп}$

$$\sigma = \sigma \cdot \varepsilon, \quad (15)$$

45

где $\sigma_{тр}$ – приведенный (откорректированный) предел текучести; σ_T – предел текучести для определенного стального проката; ε_n – поправочный коэффициент.

Поправочный коэффициент представляет собой произведение коэффициентов, учитывающих каждый технологический и эксплуатационный фактор в отдельности:

$$\varepsilon = \varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2 \cdot \varepsilon_3 \cdot \varepsilon_4,$$

где ε_1 – коэффициент, учитывающий влияние механической обработки элементов рамы, ε_2 – коэффициент, учитывающий влияние коррозии на раму при эксплуатации прицепа, ε_3 – коэффициент, учитывающий влияние масштаба рамы, ε_4 – коэффициент, учитывающий технологические факторы сборки рамы.

Анализ вышеперечисленных коэффициентов и сопоставление с экспериментальными данными показал, что для рамных конструкций прицепов

поправочный коэффициент $\varepsilon_n = 0,6$.

В качестве примера рассмотрим рамную конструкцию, выполненную из стального проката марки Ст20 с пределом текучести $\sigma_T = 245$ МПа. Приведенный предел усталости, определенный по формуле (15) будет равен $\sigma_{TP} = 147$ МПа. Для этого значения по рис. 8 определим число циклов нагружения $N \approx 3 \cdot 10^5$. Полученное число соответствует полученному по формуле (14) расчетному значению и экспериментальным данным НАТИ.

При непрерывном изменении напряжений, соответствующих эксплуатационным нагрузкам, основная расчетная формула для определения ресурса рамы может быть представлена в виде:

$$L_C = \frac{\exp \left[\frac{1}{\sigma_{-1}} \left(\frac{\sigma_{max}}{\sigma_{-1}} \right)^b \right]}{C_{\sigma} \left(\frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{\sigma_{-1}} \right)^d}, \quad (16)$$

где L_C – ресурс; σ – напряжение; σ_{max} , σ_{min} – максимальное и минимальное напряжения; σ_{-1} – предел текучести; n_{σ} – среднее число циклов в единицу времени; m – показатель степени кривой усталости; a и b – параметры масштаба и формы, связанные со статистическими характеристиками распределения (математическим ожиданием E и коэффициентом вариации V) соотношениями.

Проведенный в НПО НАТИ анализ значительного числа случайных процессов напряжений в рамах и других металлоконструкциях мобильных машин (более 10000 процессов) показал, что коэффициент V вариации распределений амплитуд полных циклов изменяется в пределах $0,3 \div 1,2$. В этом диапазоне изменения коэффициента V величины a и b с достаточной для практики точностью (отклонение $\leq 2\%$) определяются выражениями:

$$E^{-1,079} b = V.$$

$$\frac{a}{V} = \frac{0,55}{1,02} + \frac{0,57}{V}$$

Для решения формулы (16) была разработана программа численного расчета с помощью программы MATLAB 7.11.0(R2010b).

46

На рис. 9 приведены зависимости прогнозированного числа N_0 циклов напряжения рамы прицепа от напряжения σ для стали 20. При расчете принято $\sigma_{\max}=180$ МПа; $N_0 = 2 \cdot 10^6$ циклов; $\sigma_{-1} = 245$ МПа; $V=0,3$; $E=140$; $m=3,0$.



Рис. 9. Кривая усталости рамы прицепа (а) и её фрагмент кривой (б)

Полученные результаты показывают, что прогнозированное число ресурса рамы прицепа $L_c=0,33 \cdot 10^6$, что на 10% отличается от экспериментальных данных НАТИ.

В четвертой главе диссертации «**Экспериментальное исследование рамной конструкции автотракторного прицепа**» приведены программа и методика экспериментальных исследований, анализ результатов экспериментальных исследований, внедрения в практику результатов теоретических и экспериментальных исследований и экономическая эффективность использования результатов исследования.

В качестве критерия, определяющего напряженное состояние рамы тракторного прицепа принято напряжение от действия на раму вертикальных динамических нагрузок, вызывающих изгиб элементов рамы прицепа в вертикальной плоскости приводящих к появлению нормальных напряжений:

$$\sigma_x = \frac{M}{J} \cdot \sigma_{\text{изг. в.}} \cdot \frac{x}{y} \quad (17)$$

Скорость движения тракторного поезда, на основании ряда исследований и конструктивных особенностей хлопководческого трактора, по трем типам дорог была выбрана соответственно 23,12 км/ч, 13,2 км/ч и 9,25 км/ч, а при переезде глубокого кювета 6,1 км/ч.

При тензометрировании рамы прицепа, получены нормальные напряжения в отдельных точках сечения лонжерона.

Используя методику расчета нормальных напряжений и пользуясь нижеприведенной формулой, получим нормальные напряжения в раме прицепа от действия вертикальных динамических нагрузок:

$$\sigma_{1423} = \frac{C_{xx}}{b} \left(\frac{y}{2} + \frac{h}{2} \right) + \frac{C_{yy}}{b} \left(\frac{x}{2} + \frac{h}{2} \right) + \frac{C_{zz}}{b} \left(\frac{x}{2} + \frac{h}{2} \right) + \frac{C_{xy}}{b} \left(\frac{x}{2} + \frac{h}{2} \right) + \frac{C_{yz}}{b} \left(\frac{x}{2} + \frac{h}{2} \right) + \frac{C_{xz}}{b} \left(\frac{x}{2} + \frac{h}{2} \right)$$

где $y=h/2$, $x=C_x$, $x=a_x$ – координаты сечения лонжерона (рис. 10), b - ширина полки, h - высота стенки лонжерона, C - центра тяжести, A - центр изгиба.

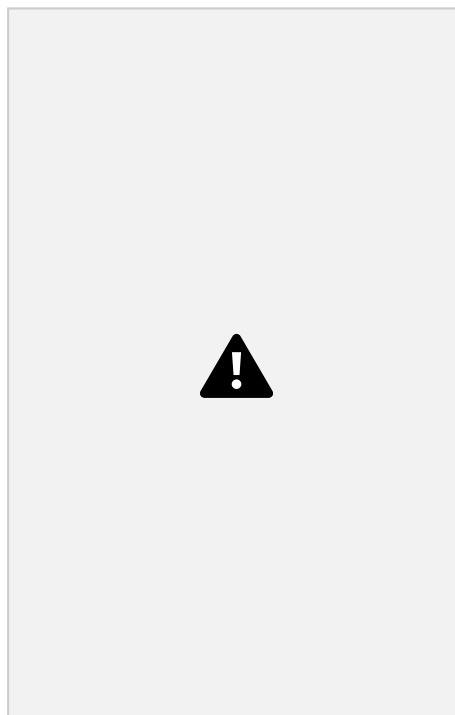


Рис. 10. Сечения лонжерона

При проведении дорожных испытаний, были учтены специфические дорожные условия хлопкосеющих республик, для которых были приняты четыре категории дорожных участков:

1. Дорога с гудронным покрытием удовлетворительного качества, имеющая малоизношенные участки с среднестатической высотой неровности $R_{(0)} = 1,5$ см.
 2. Дорога с гравийным покрытием с изношенными участками с среднестатической высотой неровности $R_{(0)} = 1,5 \div 3,0$ см.
 3. Поворотная полоса с грядами высотой 8-12 см и шагом 90 см.
 4. Глубокий кювет глубиной 40-45 см и шириной 100-150 см.
- На рис. 6 приведены значения нормальных напряжений в узлах лонжерона при нагрузке 4 тонн и максимальных значениях растяжения и сжатия волокон. Экспериментальные значения получены при скоростях движения 23,12 км/час, 13,2 км/час, 9,25 км/час и 6,1 км/соат.

Рекомендуемые параметры и использование полученных результатов позволяет повысить качество и эффективность проектирования, сократить затраты на проведения опытно-конструкторских и заводских испытаний, повысить производительность труда при производстве рамы тракторного прицепа. Годовой экономический эффект от их использования составляет 4,1 млн.сум в год.

На основе результатов исследований, проведенных по теме «Обоснование параметров рамных конструкций транспортных средств категории ОЗ» диссертации доктора философии (PhD) представлено следующее заключение:

1. На основании анализа существующих рамных конструкций автомобильных и тракторных прицепов, предназначенных для перевозки различного веса и видов грузов предложена рамная конструкция для проектируемого прицепа категории ОЗ. Так как проектируемые прицепы, предназначены для бестарной перевозки хлопка-сырца, сельскохозяйственных и сыпучих строительных грузов большой (1200 кг/м^3) и малой (100 кг/м^3) плотности, то конструкция прицепов предусматривает комплектацию кузовов разными надставками. Предложены внутренние размеры кузовов тракторных прицепов грузоподъемностью 4, 6, 8 и 10 тонн. Проведенные исследования характеристик прицепов грузоподъемностью 6, 8 и 10 тонн и условия эксплуатации, позволили выбрать и обосновать их габаритные размеры.

2. На основании анализа математических зависимостей, позволяющих производить расчеты упругих деформаций рамных конструкций, выбраны уравнения, включающие в себя виртуальное решение возможных перемещений (деформаций) элементов рамы. Эти уравнения позволяют учитывать влияние закручивания рамы, вызванное движением по неровной поверхности и перераспределением массы, т.е. в систему уравнений изгиба дополнительно включаются уравнений кручения.

3. Разработана методика численного расчета напряженно-деформируемого состояния рамы прицепа на основе метода конечных элементов, позволяющая определять деформацию изгиба рамы от внешней нагрузки, соответствующей номинальной грузоподъемности прицепа; совместную деформацию рамы от массы груза и кручения при переезде колесом (стороной) через препятствие; учитывать податливости (осадки) упругих элементов подвески (рессор) на напряженно-деформируемое состояние рамы.

4. Проведена оценка достоверности предложенной методики путем сопоставления результатов теоретических и экспериментальных исследований. Результаты теоретических исследований были сопоставлены с экспериментальными данными, полученными на автотракторных прицепах, грузоподъемностью 4 тонн. Сопоставительный анализ показал хорошее согласование этих данных (максимальные значения напряжения в пределах 11%).

5. На основе разработанной методики проведен расчет нормальных напряжений в узлах лонжеронов и поперечин 6 тонного и 8 тонного прицепов. Анализ результатов для 6 и 8 тонного прицепов показал, что выбранные геометрические параметры лонжерона удовлетворяет условиям прочности во всех 4 случаях (дороги с гудронным покрытием, дороги с гравийным покрытием, поворотная полоса, глубокий кювет) движения прицепа. Все значения максимальных нормальных напряжений меньше максимально допустимого ($\sigma_{\max}=274 \text{ МПа}$). Для поперечин результаты расчетов показали, что

геометрические параметры 4 поперечин из 7 поперечин удовлетворяют условиям прочности, для 3 значения максимальных нормальных напряжений превышают максимально допустимое. Проведенные дополнительные расчеты позволили найти решение этой задачи, путем увеличения площади сечения (момента инерции сечения) в узловых точках. Например, увеличение момента инерции поперечины с $225,422 \text{ см}^4$ до $724,542 \text{ см}^4$, позволил уменьшить максимальное значение нормального напряжения с 692 до 215,3 МПа.

6. Проведено обоснование показателей безотказности и долговечности проектируемой рамы прицепа. На основании расчета коэффициентов сложности элементов рамы произведён расчет требуемых показателей безотказности, в том числе вероятности безотказной работы и средних наработок на отказ. Для оценка долговечности рамы предложена формула с поправочным коэффициентом $\epsilon_{\text{п}}$, которую можно использовать при расчете ресурса рам прицепов, выполненных из элементов стального проката различных марок. Также предложена формула оценки долговечности рамы прицепа, основанная на распределении Вейбулла и степенного уравнения кривой усталости. На конкретном примере показана адекватность предложенной формулы экспериментальным значениям (Отклонения от экспериментальных значений НАТИ составляет 10 %).

7. Обоснованность теоретико-методологических положений и полученных результатов работы, их научная, практическая и экономическая значимости подтверждаются внедрением компьютерных программ и патента на промышленный образец РУз в производственную деятельности акционерного общества «Ташкентский завод сельскохозяйственной техники» и унитарного предприятия специального конструкторского бюро «Трактор», а также в учебном процессе Ташкентского института по проектированию, строительству и эксплуатации автомобильных дорог.

8. Использование созданных компьютерных программ при производстве рамы тракторного прицепа за счет повышения качества и эффективности проектирования, сокращения затрат на проведения опытно-конструкторских и заводских испытаний позволяет получить экономический эффект в размере 4,1 млн.сум в год.

**SCIENTIFIC COUNCIL AWARDING SCIENTIFIC DEGREES
DSc.27.06.2017.T.09.01 AT TASHKENT INSTITUTE OF DESIGN,
CONSTRUCTION AND MAINTENANCE OF AUTOMOTIVE ROADS AND
TURIN POLYTECHNICAL UNIVERSITY IN TASHKENT**

**TASHKENT INSTITUTE OF DESIGN, CONSTRUCTION AND
MAINTENANCE OF AUTOMOTIVE ROADS**

TOGAEV ANVAR ABDUSALOMOVICH

**JUSTIFICATION OF PARAMETERS OF FRAME STRUCTURES OF
VEHICLES OF CATEGORY O3**

05.08.06 – Wheeled and tracked vehicles and their operation

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

TASHKENT – 2017

51

The theme of doctor of philosophy (PhD) was registered at the Supreme Attestation Commission at the Cabinet of Ministers of the Republic of Uzbekistan under number B2017.1.PhD/T.15

The dissertation has been prepared at the Tashkent Institute of Design, Construction and Maintenance of Automotive Roads.

The abstract of the dissertation is posted in three languages (Uzbek, Russian, English (resume)) on the website www.tayi.uz and on the website of “ZiyoNet” Information and educational portal www.ziynet.uz.

Scientific adviser: Shermukhamedov Abdulaziz Adilkhakovich, doctor of technical sciences, professor

Official opponents: Alimukhamedov Shavkat Pirmukhamedovich, doctor of technical sciences, professor

Alikulov Sattor Ramazonovich,
doctor of technical sciences, professor

Leading organization: Tashkent Railway Engineering Institute

The defense will take place “_____” _____ 2017 at _____ at the meeting of Scientific council No.DSc.27.06.2017.T.09.01 at Tashkent Institute of Design, Construction and Maintenance of Automotive Roads (Address: 100060, Tashkent city, Mirabad district, A.Temur prospect, 20. Tel./fax: (+99871) 232-14-39; e-mail: tadi_info@edu.uz).

The doctoral dissertation can be reviewed at the Information Resource Centre of the Tashkent Institute of Design, Construction and Maintenance of Automotive Roads (is registered number No.____). (Address: 100060, Tashkent city, Mirabad district, A.Temur prospect, 20. Tel.: (+99871)

Abstract of the dissertation sent out on “____” _____ 2017 y.
(mailing report No. ____ on “____” _____ 2017 y.).

A.A.Riskulov

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

A.M.Baboev

Scientific secretary of scientific council
awarding scientific degrees,
doctor of philosophy

A.A.Mukhitdinov

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

52

INTRODUCTION (abstract of PhD thesis)

The aim of the research work is justification of parameters of frame structures of vehicles of category O3.

The tasks of research: analysis of the current state of the justification of the parameters of frame structures of vehicles; development of a methodology for calculating the geometric parameters of an auto tractor trailer and its frame structure; the development of a mathematical model of the stress-strain state of the frame structure of an auto tractor trailer and its numerical calculation; development of a methodology for calculating the working capacity and longevity of the projected trailer frame; an estimation of accuracy of offered techniques by comparison of results of theoretical and experimental researches; development of recommendations on the application of research results and evaluation of its economic effectiveness.

The object of the research work is the frame construction of an tractor trailers of category O3.

Scientific novelty of the research work is as follows: the geometric parameters of the tractor trailer and its frame structure are justified; developed methods for calculating the strength characteristics, performance and durability of the frame structure of an auto tractor trailer; the formula for calculating the lifetime of the trailer frame made of steel rolled products of various grades was improved by introducing a correction factor; the formula for estimating the longevity of the trailer frame is improved on the basis of the Weibull distribution and the power equation of the fatigue curve.

The outline of the thesis. On bases of the research conducted on the theme of the Ph.D. dissertation “Justification of parameters of frame structures of vehicles of category O3” provided the following conclusions:

Based on the analysis of the existing frame structures of automobile and tractor trailers intended for the carriage of various weights and types of cargo, a frame construction for a projected trailer of category O3 is proposed. Since the projected trailers are designed for unpackaged transportation of raw cotton, agricultural and bulk building cargo (1200 kg/m^3) and small (100 kg/m^3) density, the construction of trailers provides for the completion of bodies with different extensions. The internal dimensions of the bodies of tractor trailers with carrying capacity of 4, 6, 8 and 10 tons are proposed. The carried out researches of trailer characteristics with load carrying capacity of 6, 8 and 10 tons and operating conditions, allowed to choose and substantiate their overall dimensions.

Based on the analysis of mathematical dependencies that allow the calculation of elastic deformations of frame structures, equations are chosen that include a virtual solution of possible displacements (deformations) of frame elements. These equations allow to take into account the effect of frame twisting caused by movement along an uneven surface and mass redistribution, i.e. the torsion equations are additionally included in the system of bending equations.

The technique of numerical calculation of the stress-strain state of the trailer frame is developed on the basis of the finite element method, which makes it possible to determine the bending strain of the frame from an external load corresponding to

53

the nominal load capacity of the trailer; Joint deformation of the frame from the weight of the load and torsion when moving the wheel (side) through the obstacle; Take into account the compliance (draft) of elastic suspension elements (springs) on the stress-strain state of the frame.

The reliability of the proposed method was estimated by comparing the results of theoretical and experimental studies. The results of the theoretical studies were compared with the experimental data obtained on tractor trailers with a payload capacity of 4 tons. Comparative analysis showed good agreement of these data (maximum values of voltage within 11%).

On the basis of the developed technique, the calculation of the normal stresses in the units of longitudinal members and crossbars of 6 ton and 8 ton trailers was carried out. Analysis of the results for 6 and 8 tonne trailers showed that the chosen geometric parameters of the spar satisfy the strength conditions in all 4 cases (roads with tar, roads with gravel cover, turntable, deep ditch) of the trailer. All values of the maximum normal stresses are less than the maximum permissible value ($\sigma_{\max} = 274 \text{ MPa}$). For the cross-arms, the results of calculations showed that the geometric parameters of 4 cross-members of 7 crossbars satisfy the strength conditions, for 3 the maximum normal stresses exceed the maximum permissible value. The additional calculations carried out made it possible to find a solution to this problem by increasing the cross-sectional area (the moment of inertia of the section) at the nodal points. For example, an increase in the moment of inertia of the cross member from

225,422 cm⁴ to 724,542 cm⁴, allowed to reduce the maximum value of the normal voltage from 692 to 215.3 MPa.

The reasons for the reliability and durability of the projected frame of the trailer are justified. Based on the calculation of the coefficients of complexity of the elements of the frame, the required reliability indicators were calculated, including the probability of failure-free operation and average operating time for failure. For the evaluation of the durability of the frame, a formula with a correction factor eP is proposed, which can be used to calculate the lifetime of the frame of trailers made from elements of rolled steel of different grades. A formula for estimating the longevity of the trailer frame is also proposed, based on the Weibull distribution and the power equation of the fatigue curve. A specific example shows the adequacy of the proposed formula to the experimental values (Deviations from the experimental values of NATI are 10%).

The substantiation of the theoretical and methodological provisions and the results obtained, their scientific, practical and economic significance are confirmed by the introduction of computer programs and a patent on the industrial model of Uzbekistan in the production activities of the joint-stock company “Tashkent Agricultural Machinery Plant” and the unitary enterprise of the special design bureau “Traktor” As well as in the educational process of the Tashkent Institute of Design, Construction and Maintenance of Automotive Roads.

The use of computer programs created in the manufacture of the frame of a tractor trailer at the expense of improving the quality and efficiency of design, reducing the cost of carrying out experimental design and factory tests allows to obtain an economic effect of 4.1 million Uzbekistan sums per year.

54

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

1. Шермухамедов А.А., Усманов И.И., Салимджанов Р.Т., Тогаев А.А. Методы расчета и испытания автотракторных прицепов отечественного производства / Монография. – Ташкент, 2012. – 132 с.
2. Турсунова Г.Х., Муратов Э.М., Тогаев А.А. Анализ напряженно деформированного состояния рам автотракторного прицепа, из различных материалов // Вестник ТАДИ. – Ташкент, 2010. – №2. – С. 65-69. (05.00.00; №15).
3. Салимджанов Р.Т., Шермухамедов А.А., Галиев Р.М., Тогаев А.А. Определение показателей безотказности элементов прицепа на стадии проектирования // Вестник ТАДИ. – Ташкент, 2011. – №2. – С. 39-44. (05.00.00; №15).
4. Усманов И.И., Тогаев А.А. Конструктивная проверка маневренности 6-тонного автотракторного прицепа в процессе проектирования // Вестник ТАДИ. – Ташкент, 2011. – №3-4. – С. 43-48. (05.00.00; №15).
5. Салимджанов Р.Т., Шермухамедов А.А., Усманов И.И., Тогаев А.А. Методика

- расчета показателей безотказности сборочных единиц трактора ТТЗ 80.10 // Проблемы механики. – Ташкент, 2011. – №2. – С. 63-67. (05.00.00; №6).
6. Шермухамедов А.А., Тогаев А.А., Астанов Б.Ж. Выбор конструктивных параметров тракторных прицепов категории ОЗ // Вестник ТАДИ. – Ташкент, 2012. – №1-2. – С. 60-65. (05.00.00; №15).
 7. Шермухамедов А.А., Усманов И.И., Тогаев А.А. Агрегатирование многозвенного тракторного поезда с прицепами категории ОЗ // Вестник ТАДИ. – Ташкент, 2012. – №1-2. – С. 65-69. (05.00.00; №15).
 8. Шермухамедов А.А., Салимджанов Р.Т., Тогаев А.А. Обоснование долговечности проектируемой рамы прицепа // Проблемы механики. – Ташкент, 2013. – №3-4. – С. 108-111. (05.00.00; №6).
 9. Тогаев А.А. Методика расчета напряженно-деформированного состояния рамных конструкций автотракторных прицепов для условий статического нагружения // Проблемы механики. – Ташкент, 2014. – №3-4. – С. 118-123. (05.00.00; №6).
 10. Тогаев А.А. Анализ прямых методов решения динамических задач // Научно-технический журнал ФерПИ. – Фергана, 2014. – №4. – С. 40-46. (05.00.00; №20).
 11. Шермухамедов А.А., Тогаев А.А. Анализ различных методов численного расчета стержневых конструкций // Вестник ТАДИ. – Ташкент, 2015. – №1. – С. 31-34. (05.00.00; №15).
 12. Шермухамедов А.А., Тогаев А.А. Численный расчет на прочность рамы автотракторного прицепа, выполненного из различных материалов // Научно-технический журнал ФерПИ. – Фергана, 2015. Том 19. – №2. – С. 52-57. (05.00.00; №20).

55

13. Шермухамедов А.А., Салимджанов Р.Т., Тогаев А.А. Обоснование показателей безотказности и долговечности проектируемой рамы прицепа // Вестник машиностроения. – Москва, 2016. – №5. – С. 32-37. (05.00.00; №13).
14. Shermukhamedov A. A., Salimdzhhanov R.T., Togaev A.A. Substantiation of reliability of the trailer frame at designing // European science review. – Vienna (Austria), 2016. – №1-2. – pp. 167-170. (05.00.00; №3).
15. Shermukhamedov A. A., Togaev A.A. Calculating the stress-strain state of frame structures of autotractor trailers at various external influences // European Applied Sciences. – Stuttgart (Germany), 2016. – №1. – pp. 70-76.
16. Шермухамедов А.А., Тогаев А.А. Методика расчет напряженно деформированного состояния рамных конструкций автотракторных прицепов категории ОЗ // Международный научно-исследовательский журнал. – Екатеринбург, 2015. Часть 1. – №3(34). – С. 121-126.
17. Тогаев А.А., Джавлиев Ж.Д., Хасанов Ш.Б. Методика расчета поперечины рамы автотракторного прицепа на прочность // Вопросы развития автомобильно–дорожного комплекса Узбекистана: Сборник материалов Республиканской научно–практической конференции. – Ташкент: ТАДИ,

2009. – С. 115-118.

18. Шермухамедов А.А., Галиев Р.М., Бабоев А.М., Тогаев А.А. Методика расчета лонжерона рамы автотракторного прицепа на прочность // Вопросы развития автомобильно–дорожного комплекса Узбекистана: Сборник материалов Республиканской научно–практической конференции. – Ташкент: ТАДИ, 2009. – С. 130-132.
19. Шермухамедов А.А., Тогаев А.А., Ким М.Ю. Совершенствование конструктивных параметров автотракторных прицепов категории ОЗ с целью рационализации использования природных ресурсов // Атроф– мухитни мухофаза қилиш ва табиий ресурслардан оқилона фойдаланиш: Республика илмий–техник анжумани материаллари тўплами. – Фарғона: ФарПИ, 2012. – Б. 283-285.
20. Шермухамедов А.А., Тогаев А.А., Камалов Д.А. Эффективное агрегатирование многозвенного тракторного поезда важный путь к рациональному использованию природных ресурсов // Атроф–мухитни мухофаза қилиш ва табиий ресурслардан оқилона фойдаланиш: Республика илмий–техник анжумани материаллари тўплами. – Фарғона: ФарПИ, 2012. – Б. 285-287.
21. Тогаев А.А. Преимущества и недостатки компьютерных программных комплексов проектирования рам автотракторных прицепов отечественного производства // Эффективность использования логистических центров Республики Узбекистан: Сборник материалов Республиканской научно–технической конференции с участием зарубежных ученых. – Ташкент: ТАДИ, 2012. – С. 209-212.
22. Шермухамедов А.А., Тогаев А.А. Расчет рамной конструкции транспортных средств категории ОЗ // Инновационные факторы развития Транссиба на современном этапе: Материалы Международной научно-практической конференции. Часть 1. – Новосибирск: СГУПС, 2013. – С. 319-328.

56

23. Шермухамедов А.А., Тогаев А.А. Методика прочностного расчета рамных конструкций транспортных средств категории ОЗ // Транспорт-2013: Труды Международной научно-практической конференции. Часть III. Естественные и технические науки. – Ростов-на-Дону: РГУПС, 2013. – С. 333-335.
24. ЎзР патенти № SAP 01060. Тиркама / Шермухамедов А.А., Тогаев А.А., Усманов И.И. ва бошқалар. // Расмий ахборотнома. – 2013. – № 4(144). – Б. 122.
25. Шермухамедов А.А., Тогаев А.А. Компьютерная программа статического расчета рамных конструкций транспортных средств // Агенство по интеллектуальной собственности РУз. Свидетельство № DGU 02866. 31.12.2014 г.
26. Шермухамедов А.А., Тогаев А.А. Компьютерная программа динамического расчета рамных конструкций транспортных средств // Агенство по интеллектуальной собственности РУз. Свидетельство № DGU 02867. 31.12.2014 г.

27. Шермухамедов А.А., Салимджанов Р.Т., Тогаев А.А. Определение научно обоснованных параметров, используемых при ускоренных испытаниях рамы прицепа на долговечность // Актуальные проблемы автомобильно-дорожного комплекса Узбекистана: Сборник материалов Республиканской научно-практической конференции. – Ташкент: ТАДИ, 2013. – С. 259-261.
28. Тогаев А.А. Выбор метода численного расчета рамных конструкций автотракторных прицепов // Проблемы внедрения инновационных идей, технологий и проектов в производства: Материалы Республиканской научно-технической конференции. – Джиззах: ДжизПИ, 2014. – С. 152-155.
29. Шермухамедов А.А., Тогаев А.А. Обоснование долговечности проектируемой рамы автотракторного прицепа // Молодые ученые – основа будущего машиностроения и строительства: Сборник научных трудов Международной научно-технической конференции. – Курск: ЮЗГУ, 2014. – С. 430-434.
30. Тогаев А.А. Выбор модели расчета упругих деформаций рамных конструкций автотракторных прицепов // Перспективы развития автомобильно-дорожного комплекса Узбекистана: Сборник материалов Республиканской научно-практической конференции. – Ташкент: ТАДИ, 2014. – С. 290-292.
31. Шермухамедов А.А., Тогаев А.А. Определение возможности агрегатирования многозвенного тракторного поезда с прицепами категории ОЗ // Роль молодых специалистов в развитии автомобильно-дорожного комплекса Узбекистана: Сборник материалов Республиканской научно-практической конференции. – Ташкент: ТАДИ, 2015. – С. 293-296.
32. Shermukhamedov A. A., Togaev A.A. The analysis of various methods of numerical calculation of beam constructions // European Conference on Innovations in Technical and Natural Sciences: Proceedings of the 11th International scientific conference. – Vienna (Austria), 2016. – pp. 40-46.
33. Тогаев А.А. Методика расчета напряженно-деформированного состояния рамы автотракторного прицепа // Прочность конструкций, сейсמודинамика

57

зданий и сооружений: Материалы Международной научно-технической конференции. – Ташкент: ИСС АН РУз, 2016. – С. 466-469.

34. ЎзР патенти № SAP 01488. Тиркама (2 та вариант) / Шермухамедов А.А., Тогаев А.А., Усманов И.И. ва бошқалар. // Расмий ахборотнома. – 2016. – № 12(188). – Б. 79.
35. Шермухамедов А.А., Тогаев А.А. Ярим тиркама рамасининг кучланганлик деформацияланиш холатини ҳисоблаш услуги // Республика жанубида транспорт-йўл комплексини ривожлантириш истикболлари: Республика илмий-техник анжумани материаллари тўплами. – Термиз: ТерДУ, 2017. – Б. 112-115.
36. Шермухамедов А.А., Тогаев А.А. Расчет дышла прицепа на прочность // Фан-техника, таълим ва технологиялар: долзарб муаммолар ва ривожланиш

тенденциялари мавзусидаги Республика илмий-техник анжумани материаллари тўплами. 3-қисм. – Жиззах: ЖизПИ, 2017 – Б. 228-233.

Авторефератнинг ўзбек, рус ва инглиз тилларидаги нусхалари «ТАЙИ Хабарномаси» илмий-техник журнали таҳририясида таҳрирдан ўтказилди.

Бичими 60x84¹/₁₆. Ризограф босма усули. Times гарнитураси.

Шартли босма табағи: 3,75 Адади 100. Буюртма № 26.

«ЎзР Фанлар Академияси Асосий кутубхонаси» босмахонасида чоп этилган.

Босмахона манзили: 100170, Тошкент ш., Зиёлилар кўчаси, 13-уй.