

Міністерство освіти і науки України

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

РАГУЛІН ВІТАЛІЙ МИКОЛАЙОВИЧ



УДК 621.878

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ РОБОЧОГО
ОБЛАДНАННЯ АВТОГРЕЙДЕРА СТАБІЛІЗАЦІЄЮ НАВАНТАЖЕННЯ
МЕХАНІЗМУ ПІДВІСКИ ТЯГОВОЇ РАМИ

05.05.04 – машини для земляних, дорожніх і лісотехнічних робіт

13 – механічна інженерія

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Харків – 2020

Дисертацією є рукопис.

Роботу виконано на кафедрі будівельних та дорожніх машин Харківського національного автомобільно-дорожнього університету Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник:

кандидат технічних наук, доцент
Шевченко Валерій Олександрович,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет, завідувач кафедри будівельних і дорожніх машин ім. А.М. Холодова

Офіційні опоненти:

доктор технічних наук, професор
Маслов Олександр Гаврилович,
Кременчуцький національний університет ім. Михайла Остроградського, завідувач кафедри галузевого машинобудування.

кандидат технічних наук, доцент
Коваль Андрій Борисович,
Національний транспортний університет, доцент кафедри дорожніх машин

Захист відбудеться «26» березня 2020 року о 14⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої Вченої ради Д 64.059.01 при Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті за адресою: вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, 61002, Україна.

З дисертацією можна ознайомитися у науково-технічній бібліотеці Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, 61002, Україна) та на сайті університету:

<https://www.khadi.kharkov.ua/science/specializovani-vcheni-radi/d-6405901/opriljudnennja-disertacii-ta-vidgukiv>

Автореферат розісланий «20» лютого 2020 року

Учений секретар
спеціалізованої Вченої ради
кандидат технічних наук, доцент



Р.В. Смолянук

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. З літературних даних і досвіду експлуатації автогрейдерів відомо, що від 20 до 60 % виходів з ладу виконавчих гідроциліндрів механізму підвіски тягової рами (МПТР) відбувається із-за асиметричного навантаження по бортах машини, а також багатократного перевищення навантаження в одній порожнині гідроциліндра по відношенню до іншої цього ж гідроциліндра. Такий перерозподіл може спостерігатися як одно- і багаторазово в залежності від виконання технологічної операції. Саме багатократне, не контрольоване перевищення навантажень є визначальним у формуванні відмов цих гідроциліндрів, а також у зменшенні часу використання машини у зв'язку з відказом.

Ефективна і продуктивна робота виконавчого обладнання автогрейдера і машини, в цілому, істотно залежить від можливості контролю прикладення, розподілу і напряму діючого зовнішнього зусилля на складну просторову систему МПТР, діючого через грейдерний відвал, який має можливість займати різноманітні положення в просторі відносно машини і робочої поверхні. Це значно ускладнює механізм керування даного вузла.

Підвищення ефективності роботи автогрейдерів шляхом покращення конструкції системи керування гідравлічного МПТР, може бути здійснено модернізацією його додатковим механізмом положення нижньої точки кріплення гідроциліндра винесення тягової рами. Це забезпечить переміщення у бік точки кріплення штоку гідроциліндру виносу тягової рами і дозволить знизити різницю діючих зусиль у гідроциліндрах, отримати рівномірний їх розподіл у системі порожнин гідроциліндрів. Це приведе до збільшення ефективності використання автогрейдерів за рахунок зменшення відмов.

На підставі вищевикладеного тема роботи, що спрямована на подальше вдосконалення систем керування робочим органом автогрейдерів, є актуальною.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконувалася відповідно до наукового напряму та завдання державної науково-технічної програми: «Енергетична стратегія розвитку України на період до 2030 року» (Постанова Кабінету Міністрів України №145-р від 15 березня 2008 р.). Дослідження також виконувалися відповідно напрямку наукових досліджень кафедри будівельних і дорожніх машин Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (ХНАДУ) і пріоритетними напрямками розвитку науки і техніки України на період до 2020 року, зазначеними в Законі України від 9 вересня 2010 р. №2519-IV про внесення змін до Закону України «Про пріоритетні напрямки розвитку науки і техніки» (Закон України «Про пріоритетні напрями розвитку науки і техніки» від 11 липня 2001 р. № 2623-III), а також відповідно до держбюджетних науково-дослідницьких робіт за темами: № 0107U001006 «Теоретичні основи проектування модульних конструкцій землерийно-транспортних машин на прикладі автогрейдера» 2007-2009 рр. (виконавець); РК № 0112U008434 «Геометричне моделювання об'єктів, процесів та явищ техносфери за допомогою засобів комп'ютерної графіки» 2015-2018 рр. (виконавець).

Мета і завдання дослідження. Метою дослідження є підвищення ефективності роботи автогрейдерів за рахунок забезпечення стабілізації навантаження приводу керування МПТР.

Для досягнення поставленої мети необхідно було виконати наступні завдання:

- провести аналіз досліджень, присвячених засобам підвищення ефективності і зменшенню навантаження при роботі МПТР автогрейдерів;
- розробити і обґрунтувати просторову розрахункову схему і математичну модель автогрейдерів з урахуванням особливості конструкції МПТР та встановити закономірності навантаженості в залежності від технологічної операції, що виконуються;
- провести натурні випробування автогрейдера сімейства ДЗк-250 і на основі аналізу отриманих результатів визначити найбільш навантажене положення робочого обладнання з оцінкою достовірності отриманих результатів досліджень;
- виявити закономірності навантаженості МПТР на основі моделювання його роботи, залежно від зміни кінематики підвіски робочого обладнання і визначити вплив розташування виконавчих гідроциліндрів МПТР на перерозподіл навантаженості гідроциліндрів;
- модернізувати і дослідити методом комп'ютерного моделювання запропонований МПТР для зменшення відмов шляхом зміни траєкторії і її кінематики;
- запропонувати практичні рекомендації щодо вибору раціонального положення виконавчих гідроциліндрів залежно від технологічних операцій, що виконуються автогрейдером;
- визначити економічну ефективність застосування модернізованої конструкції механізму керування робочим обладнанням.

Об'єктом дослідження є процес навантаження виконавчих гідроциліндрів механізму підвіски робочого обладнання залежно від кінематичних і робочих параметрів технологічного процесу.

Предмет дослідження – взаємозв'язок силових і геометричних параметрів механізму підвіски робочого обладнання під час виконання технологічних операцій.

Методи дослідження. В процесі вивчення стану питання за темою роботи проведено аналіз існуючих вітчизняних і зарубіжних літературних джерел при теоретичних і експериментальних дослідженнях використані класичні положення теорій коливань нелінійних систем, взаємодії робочих органів землерийних машин з ґрунтом, що розробляється, а також обробки результатів експериментів методами математичної статистики.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в наступному:

- вперше за допомогою розробленої статичної просторової схеми і відповідної математичної моделі були визначені залежності зусиль у виконавчих гідроциліндрах від вхідних кінематичних характеристик та силових зовнішніх навантажень з урахуванням специфічних особливостей конструкції МПТР;
- вперше за допомогою розробленої динамічної просторової схеми і відповідної математичної моделі були визначені залежності зусиль на грейдерний відвал від вхідних зовнішніх навантажень з урахуванням асиметричності конструкції МПТР;
- вперше встановлено рівень нерівномірності зусиль у виконавчих гідроциліндрах МПТР при виконанні технологічних операцій;
- встановлені нові закономірності розташування змінних координат приєднання виконавчих гідроциліндрів МПТР і режимів робочого процесу на перерозподіл навантаженості гідроциліндрів.

Практична цінність роботи полягає в наступному:

- розроблений інженерний метод визначення раціональних параметрів наванта-

ження робочого обладнання;

– модернізована конструкція механізму кріплення гідроциліндра винесення тягової рами убік, що дозволяє зменшити нерівномірність навантаження виконавчих гідроциліндрів підвіски робочого обладнання з ціллю збільшення ефективності роботи автогрейдерів за рахунок зменшення відмов (пат. України 104145).

Результати наукових досліджень дисертаційної роботи впроваджені на ТОВ «Машгідропривід», ТОВ «Харківспецбуд-1», проектно-монтажній фірмі ДП «Спеціалізоване управління механізованих робіт», а також у навчальному процесі для підготовки бакалаврів та магістрів за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування» у Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті.

Особистий внесок здобувача. Основні наукові положення, результати, висновки та рекомендації дисертаційної роботи отримані автором самостійно та опубліковані в роботах [1–17]. Роботи [6, 9, 15, 17] одноосібні.

У друкованих працях, що опубліковані у співавторстві, здобувач оцінив вплив характерних різновидів руйнувань металоконструкції і елементів гідроприводу автогрейдерів [1, 6]; розробив просторову розрахункову схему і математичну модель автогрейдерів для дослідження напряму дії і розподілу зусиль із площин на різальній крайці грейдерного відвала [14, 16]; отримав аналітичні вирази, що дозволяють уточнити навантаженість гідроприводу керування робочого обладнання автогрейдерів при виконанні робочих операцій [5]; експериментально підтвердив закономірність зміни зусилля в порожнинах гідроциліндра винесення тягової рами убік при заданому положенні в просторі різальної крайки відвала [3, 12, 13]; встановив граничні положення кріплення нижньої опори гідроциліндра винесення тягової рами убік при експлуатації робочого обладнання в штатних режимах [4, 11]; встановив закономірності зміни величини зусилля в кожній порожнині гідроциліндрів механізму керування робочого обладнання залежно від типу виконуваних робіт [2, 7]; розробив механізм зменшення нерівномірності перерозподілу навантаженості керуючих гідроциліндрів МПТР [10]; отримав результати, що дозволяють проводити аналіз навантаженості гідроциліндрів механізму підвіски робочого обладнання автогрейдера методом комп'ютерного моделювання [8, 9, 15, 17].

Апробація результатів дослідження. Окремі положення дисертації обговорювалися і отримали позитивну оцінку на наукових конференціях Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (ХНАДУ) (м. Харків, 2012–2019 рр.), конференціях Харківського державного технічного університету будівництва та архітектури (ХДТУБА) (м. Харків, 2015 р, 2017 р), Міжнародній науково-технічній конференції "Интерстроймех-2010" (м. Білгород, 2010 р.), Міжнародній науково-практичній конференції "Проблеми розвитку дорожньо-транспортного і будівельного комплексів" (м. Кіровоград, 2013 р.), Міжнародних науково-технічних конференціях "Високі технології в машинобудівному виробництві та транспортному машинобудуванні" (м. Полтава, 2013 р., 2017 р.), на засіданні Підійомно-транспортної академії наук України (ПТАНУ) (2014 р., 2016 р.), Міжнародній молодіжній науково-технічній конференції "Молода наука – роботизація і нано-технології сучасного машинобудування" (м. Краматорськ, 2019 р.). У повному об'ємі дисертація докладалася на засіданні Підійомно-транспортної академії наук України (ПТАНУ) (2018 р., 2019 р.),

а також на розширеному семінарі кафедри будівельних і дорожніх машин (БДМ) Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (2018 р., 2019 р.).

Публікації. Основні результати дисертаційної роботи наведені в 17 друкованих працях, у тому числі у 9 роботах, що опубліковані у фахових виданнях України, 5 з них – у збірниках, що індексується у наукометричних базах даних; у матеріалах 7 міжнародних науково-технічних конференціях, отримано 1 Патент України на корисну модель.

Структура і обсяг роботи. Дисертація складається зі вступу, 4 розділів, висновків, списку використаних джерел із 178 найменувань (17 сторінок), та 5 додатків. Повний обсяг роботи складає 202 сторінок, в тому числі 143 сторінок основного тексту, 29 таблиць, 76 ілюстрацій.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

Вступ дисертаційної роботи містить обґрунтування актуальності теми, інформацію про зв'язок роботи з науковими програмами; сформульовано мету й завдання дослідження; об'єкт, предмет і методи дослідження; викладено наукову новизну та практичне значення отриманих результатів, а також особистий внесок здобувача; наведені дані щодо реалізації, апробації та публікації результатів.

У першому розділі виконано огляд літературних джерел з досліджень механізму підвіски тягової рами автогрейдерів, проведено огляд і аналіз конструкцій механізмів підвіски робочого обладнання автогрейдерів, розглянуті характерні відмови елементів підвіски тягової рами автогрейдерів та проаналізовані засоби підвищення ефективності роботи автогрейдерів у зв'язку з особливістю конструкції підвіски робочого обладнання.

Проведений аналіз винаходів, підтверджених літературними джерелами і патентами показав різні компонування МПТР, що свідчить про складність і багатофункціональність даного механізму.

Дослідження, що були проведені, у ХНАДУ виявили розподіл відмов по складовим частинам деяких видів машин, і показало, що практично половина відмов припадає на причіпне та навісне обладнання (табл. 1).

Таблиця 1 – Розподіл відмов по складовим частинам машин

Вид автогрейдерів	Відмови по складовим частинам, %			
	Метало- конструкція	Гідравлічна система		Базова машина
		Базової машини	Керування	
Легкі	17	8	10	65
Середні	23	9	11	57
Важкі	26	9	10	55

До характерних відмов елементів конструкції і механізмів автогрейдерів різних модифікаціях відносяться: пошкодження цілісності гідравлічної лінії (рукава високого тиску автогрейдера ДЗк-251 (рисунок 1 а), вихід з ладу манжет виконавчих гідроциліндрів робочого обладнання (рисунок 1 б), а також пошкодження поверхні штоку та його форми (рисунок 1 в, г).

Характерними відмовами металоконструкції основної рами автогрейдера є поява

втомних тріщин в зонах вигину хребтової балки, в передній частині лонжеронів підмоторної рами та в зоні кріплення до хребтової балки поворотного вузла виконавчих гідроциліндрів грейдерного відвалу. Самі тріщини, відповідно до теоретичних положень, з'являються внаслідок впливу на металоконструкцію змінних навантажень, викликаних моментами за рахунок специфіки роботи машини від дії зовнішнього навантаження на грейдерний відвал через виконавчі гідроциліндри машини.

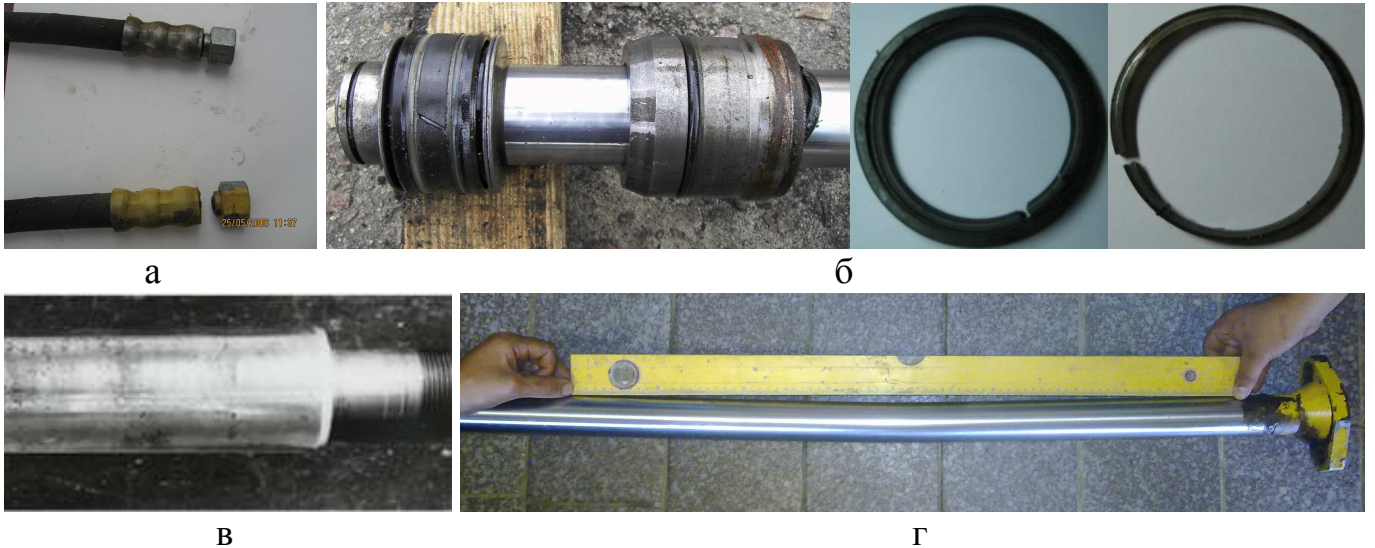


Рисунок 1 – Характерні відмови в елементах гідравлічної системи: а – розрив гідравлічної лінії; б – вихід з ладу манжет гідроциліндрів підйому-опускання відвалу; в – розриви на манжетах поршня гідроциліндру; г – пошкодження поверхні штоку; д – вигин штоку гідроциліндру підйому-опускання

Усі ці несправності впливають на оцінку навантаженості виконавчих гідроциліндрів МПТР, що приводить до появи втомних тріщин основної рами автогрейдерів (близько 17–26 %), а також вихід з ладу манжет гідроциліндрів машини та розриви шлангів високого тиску і штоків гідроциліндрів (18–20 %), що негативно впливає на ефективність його роботи.

Аналізуючи наукові роботи в напрямку підвищення ефективності роботи автогрейдерів, можна розділити попередні дослідження на кілька напрямків:

- вдосконалення ходового і робочого обладнання (І.Г. Кириченко, С.В. Кравця, Л.В. Назарова, В.В. Нічке, В.О. Шевченко, В.С. Щербакова та інші.);
- вдосконалення систем управління робочого обладнання (В.С. Дектярьова, В.А. Байкалова, В.Є. Калугіна, Б.Д. Канонихіна та інші.);
- підвищення динамічних характеристик землерийно-транспортних машин та гідроприводів робочого органу (В.І. Антипова, М.П. Кузьминця, О.Г. Маслова, А.М. Холодова, Л.В. Назарова, Л.В. Хмари, В.О. Шевченка, а також їх учнів);
- підвищення ступеня автоматизації машин і устаткування в результаті застосування систем автоматики, мікропроцесорної техніки та комп'ютерного моделювання (Е.А. Степанова, О.В. Чернікова, В.А. Палєєва та інших);

Теоретичними і експериментальними роботами в області вивчення величини і напрямку рівнодіючої реакції ґрунту займалися (Ю.О. Ветров, А.Б. Коваль, В.П. Горячкін, А.Н. Зеленін, І.А. Недорезов, В.В. Нічке, Л.А. Хмара і інші).

Підвищенням ефективності роботи автогрейдерів в цілому, а також окремих його елементів присвячені роботи А.А. Задкова, С.А. Орлова, А.М. Васьковського,

В.С. Дектярьова, В.А. Палєєва, В.А. Байкалова, В.В. Беляєва та інших.

Розглянуті відомі моделі і методики розрахунків основних вузлів автогрейдерів припускають роботу без врахування асиметричності підвіски та не враховують нерівномірність навантаження виконавчих гідроциліндрів МПТР. У зв'язку з цим необхідне для підвищення ефективності використання автогрейдерів потрібно дослідити особливості навантаженості МПТР та удосконалити його конструкцію таким чином, щоб зменшити різницю навантаженості між гідроциліндрами шляхом перерозподілу дії зусиль на основні гідроциліндри.

У другому розділі вперше за допомогою статичної та динамічної просторових схем і відповідних математичних моделей визначені залежності зусиль у виконавчих гідроциліндрах від вхідних кінематичних характеристик та силових зовнішніх навантажень з урахуванням специфічних особливостей конструкції МПТР.

Розглядається просторова схема та математична модель від дії статичного навантаження при якому центр узагальнених координат приймаємо в кульовому шарнірі, прикладення зовнішнього навантаження задаються координатами точки D_3 , в якій діє вектор зусилля копання з компонентами F_x , F_y і F_z , які паралельні осям координат, при цьому положенні тягової рами задаються координатами точок приєднання до тягової рами штоків трьох гідроциліндрів (точки $T1$, $T2$ і $T3$). Задаються координати точок $HR1$, $HR2$ і $HR3$ приєднання відповідно лівого та правого гідроциліндрів підйому-опускання, а також гідроциліндру виносу рами в сторону до основної рами в прийнятій системі координат та визначаємо сили осьових навантажень $R1$, $R2$, $R3$ в гідроциліндрах МПТР автогрейдера сімейства ДЗк-250, на прикладі ДЗк-251 (рис. 2).

У такій геометричній інтерпретації вся система має три ступені свободи в просторі, а її положення однозначно визначається кутами повороту тягової рами α , β і γ відповідно до поздовжньої осі машини x , поперечної осі y і вертикальної осі z у декартовій системі координат $Oxyz$.

Після повороту тягової рами на кути α , β і γ обчислюються нові координати точок $HR1$, $HR2$ і $HR3$ і точки K , в якій докладено зусилля копання.

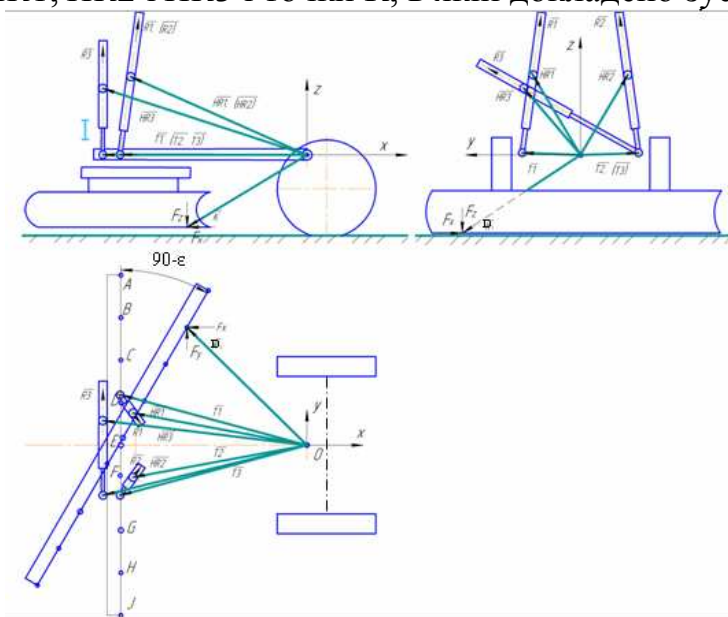


Рисунок 2 – Просторова розрахункова схема докладання зусиль до робочого обладнання автогрейдера

Для цього проводиться множення матриць, що визначає координати точок $HR1$, $HR2$, $HR3$ і D_3 , на матриці, що здійснюють поворот осей координат.

За позитивний напрямку кутів Ейлера приймемо значення, відповідне повороту проти годинникової стрілки, якщо дивитися з позитивного напрямку осі, навколо якої відбувається поворот.

Матриці для повороту координатних осей x, y, z на кути α, β, γ визначаються:

$$U_\alpha = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\alpha) & -\sin(\alpha) \\ 0 & \sin(\alpha) & \cos(\alpha) \end{pmatrix}; U_\beta = \begin{pmatrix} \cos(\beta) & 0 & \sin(\beta) \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin(\beta) & 0 & \cos(\beta) \end{pmatrix}; U_\gamma = \begin{pmatrix} \cos(\gamma) & -\sin(\gamma) & 0 \\ \sin(\gamma) & \cos(\gamma) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (1)$$

Якщо початкові координати точок кріплення гідроциліндрів до тягової рами визначаються векторами $\vec{T}_{01}, \vec{T}_{02}, \vec{T}_{03}$, то в результаті її повороту вони зміняться і стануть рівними:

$$\begin{aligned} T_{11} &= U_\alpha \cdot U_\beta \cdot U_\gamma \cdot T_{01}; \\ T_{21} &= U_\alpha \cdot U_\beta \cdot U_\gamma \cdot T_{02}; \\ T_{31} &= U_\alpha \cdot U_\beta \cdot U_\gamma \cdot T_{03}. \end{aligned} \quad (2)$$

Рівновага тягової рами описується рівністю вектора моменту від зусилля копання F і векторів моментів від зусиль $R1, R2, R3$ в гідроциліндрах:

$$\vec{U}_{R1} + \vec{U}_{R2} + \vec{U}_{R3} = \vec{U}_{D_3}; \quad (3)$$

$$\text{де } \vec{U}_{R1} = \begin{vmatrix} R1 & R1 & R1 \\ T1x & T1y & T1z \\ \cos 1x & \cos 1y & \cos 1z \end{vmatrix};$$

$\cos 1x, \cos 1y, \cos 1z$ – направляючі косинуси вектора зусилля в лівому гідроциліндрі.

Аналогічно обчислюються вектор моментів зусиль у правому гідроциліндрі (\vec{U}_{R2}) і гідроциліндрі виносу тягової рами (\vec{U}_{R3}).

Розглянемо рівняння (6) у матричній формі. Тоді отримано необхідне:

$$(U_R) + (U_{D_3}) = 0; \quad (4)$$

Внаслідок рішення цього рівняння визначено $R1, R2, R3$ зусиль відповідно, в лівому, правому гідроциліндрах підйому тягової рами і в гідроциліндрі виносу її в сторону.

Для виявлення закономірностей формування навантаження варіювалися кут захоплення основного відвалу автогрейдера від -60° до $+60^\circ$ з кроком 15° . Для побудови графіків відвал був умовно розділений на вісім ділянок, в яких виділили дев'ять точок прикладання зусиль копання D_3 (точки А, В, ..., Н, І на рис. 2). Рішення матриць проводилось в пакеті та MatLab 6.5 R13.

Графіки розрахунків у вигляді графіків наведені на рис. 3–4.

Необхідність дослідження впливу асиметричного навантаження елементів МПТР і процесу рівномірного навантаження (стабілізації) ставить задачу врахування динамічного впливу з урахуванням аналізу статичного навантаження.

Модель відображає рух тягової рами з робочим обладнанням у просторі відносно основної рами (внутрішня система координат) і відносно зовнішньої системи координат. Для складання рівняння руху використовуємо рівняння Лагранжа II-го роду.

Розглядається тривимірний схема для складання математичної моделі автогрейдера з 9 ступенями свободи (рис. 5) на котрій зовнішні зусилля, що викликають переміщення основної та тягової рам, залежать від переміщення

машини в напрямку координатних осей x , y , і z . Від вертикальних і бічних зусиль на колесах машини залежать переміщення точок кріплення гідроциліндрів до основної рами. Від зусиль на відвалі залежать переміщення точок кріплення гідроциліндрів до тягової рами. Кожному положенню грейдерного відвалу відповідають свої навантаження в елементах машини.

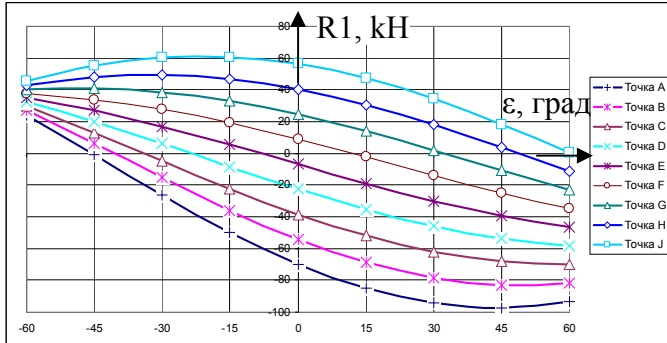


Рисунок 3 – Графік зміни зусилля в лівому гідроциліндрі в залежності від кута установки відвалу в плані

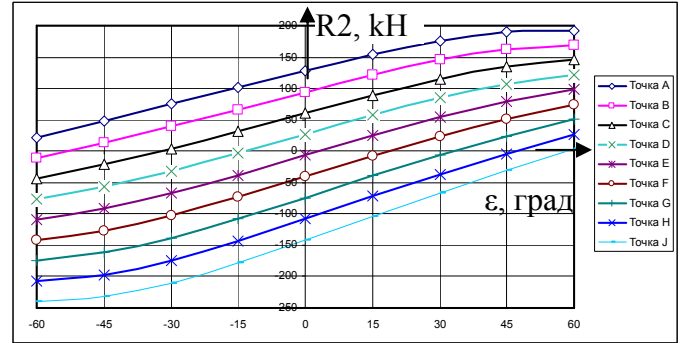


Рисунок 4 – Графік зміни зусилля в правому гідроциліндрі в залежності від кута установки відвалу в плані

Динамічні зусилля в гідроциліндрах визначаються деформацією (подовження/скорочення) і жорсткістю гідроциліндра, котрі залежать від координат точок його кріплення до основної і тягової рам.

Зусилля в гідроциліндрах визначалися по взаємним переміщенням точок кріплення циліндра і штока і по величині поздовжньої жорсткості гідроциліндра. Ці зусилля визначалися за кутовими переміщенням основної і тягової рам з урахуванням того, що тягова рама встановлена в робоче положення поворотом щодо основної рами (кути початкової установки тягової рами θ_0 , ζ_0 і η_0).

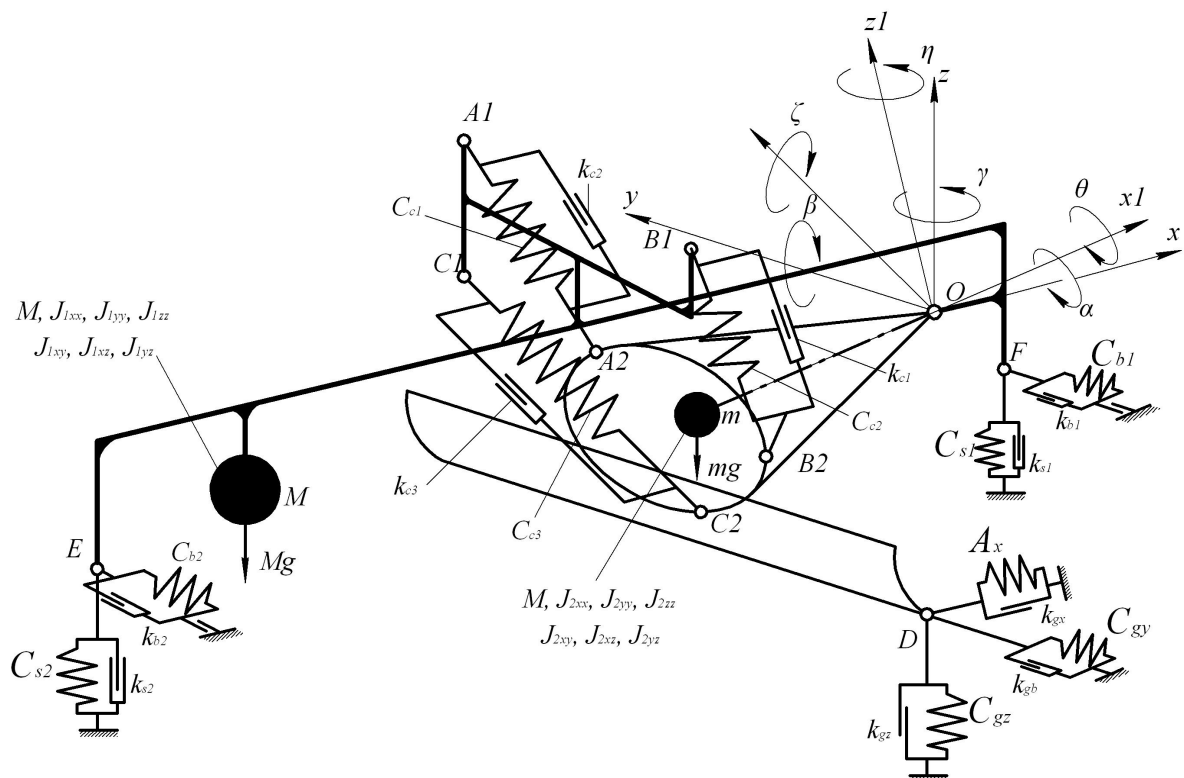


Рисунок 5 – Схема для динамічної моделі автогрейдера з 9-ма ступенями свободи

Рівняння руху в загальному вигляді для автогрейдерів виглядають так:

$$(M + m)\ddot{x} + M \cdot z_M \cdot \ddot{\beta} - M \cdot y_M \cdot \ddot{\gamma} + m \cdot z_m \cdot \ddot{\zeta} - m \cdot y_m \cdot \ddot{\eta} = R_{1x} + R_{2x} + P_x; \quad (5)$$

$$(M + m) \cdot \ddot{y} - M \cdot z_M \cdot \ddot{\alpha} + M \cdot x_M \cdot \ddot{\gamma} - m \cdot z_m \cdot \ddot{\theta} + m \cdot x_m \cdot \ddot{\eta} = R_{1y} + R_{2y} + P_y \quad (6)$$

$$(M + m) \cdot \ddot{z} + M \cdot y_M \cdot \ddot{\alpha} - M \cdot x_M \cdot \ddot{\beta} + m \cdot y_m \cdot \ddot{\theta} - m \cdot x_m \cdot \ddot{\zeta} = R_{1z} + R_{2z} + P_z; \quad (7)$$

$$\begin{aligned} & -M \cdot z_M \cdot \ddot{y} + M \cdot y_M \cdot \ddot{z} + (J_{Mxx} + M \cdot y_M^2 + M \cdot z_M^2) \cdot \ddot{\alpha} - (J_{Mxy} + M \cdot x_M \cdot y_M) \ddot{\beta} - \\ & - (J_{Mxz} + M \cdot x_M \cdot z_M) \cdot \ddot{\gamma} = (R_{1z} + R_{2z}) \frac{B}{2} - (R_{1y} \cdot z_F + R_{2y} \cdot z_E) + Ry_{A1A2} \cdot z_{A1} + \\ & + Ry_{B1B2} \cdot z_{B1} + Ry_{C1C2} \cdot z_{C1} - Rz_{A1A2} \cdot y_{A1} - Rz_{B1B2} \cdot y_{B1} - Rz_{C1C2} \cdot y_{C1}; \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} & M \cdot z_M \cdot \ddot{x} - M \cdot x_M \cdot \ddot{z} - (J_{Mxy} + M \cdot x_M \cdot y_M) \cdot \ddot{\alpha} + (J_{Myy} + M \cdot x_M^2 + M \cdot z_M^2) \cdot \ddot{\beta} - \\ & - (J_{Myz} + M \cdot y_M \cdot z_M) \cdot \ddot{\gamma} = -P_{1z} \cdot x_F - P_{2z} \cdot x_E - P_{1x} \cdot z_F - P_{2x} \cdot z_E + \\ & - Rx_{A1A2} \cdot z_{A1} - Rx_{B1B2} \cdot z_{B1} - Rx_{C1C2} \cdot z_{C1} + Rz_{A1A2} \cdot x_{A1} + Rz_{B1B2} \cdot x_{B1} + Rz_{C1C2} \cdot x_{C1}; \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} & -M \cdot y_M \cdot \ddot{x} + M \cdot x_M \cdot \ddot{y} + (J_{Mzz} + M \cdot x_M^2 + M \cdot y_M^2) \cdot \ddot{\gamma} - (J_{Mxz} + M \cdot x_M \cdot y_M) \cdot \ddot{\alpha} - \\ & - (J_{Myz} + M \cdot y_M \cdot z_M) \cdot \ddot{\beta} = P_{1y} \cdot x_F + P_{2y} \cdot x_E + Rx_{A1A2} \cdot y_{A1} + Rx_{B1B2} \cdot y_{B1} + \\ & + Rx_{C1C2} \cdot y_{C1} - Ry_{A1A2} \cdot x_{A1} - Ry_{B1B2} \cdot x_{B1} - Ry_{C1C2} \cdot x_{C1}; \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} & -m \cdot z_m \cdot \ddot{y} + m \cdot y_m \cdot \ddot{z} + (J_{mxx} + m \cdot y_m^2 + m \cdot z_m^2) \cdot \ddot{\theta} - (J_{mxy} + m \cdot x_m \cdot y_m) \cdot \ddot{\zeta} - \\ & - (J_{mxz} + m \cdot x_m \cdot z_m) \cdot \ddot{\eta} = -P_y \cdot z_D + P_z \cdot y_D - Ry_{A1A2} \cdot z_{A2} - Ry_{B1B2} \cdot z_{B2} - \\ & - Ry_{C1C2} \cdot z_{C2} + Rz_{A1A2} \cdot y_{A2} + Rz_{B1B2} \cdot y_{B2} + Rz_{C1C2} \cdot y_{C2}; \end{aligned} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} & m \cdot z_m \cdot \ddot{x} - m \cdot x_m \cdot \ddot{z} + (J_{myy} + m \cdot x_m^2 + m \cdot z_m^2) \cdot \ddot{\zeta} - (J_{mxy} + m \cdot x_m \cdot y_m) \cdot \ddot{\theta} - \\ & - (J_{myz} + m \cdot y_m \cdot z_m) \cdot \ddot{\eta} = Px \cdot z_D - Pz \cdot x_D + Rx_{A1A2} \cdot z_{A2} + Rx_{B1B2} \cdot z_{B2} + \\ & + Rx_{C1C2} \cdot z_{C2} - Rz_{A1A2} \cdot x_{A2} - Rz_{B1B2} \cdot x_{B2} - Rz_{C1C2} \cdot x_{C2}; \end{aligned} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} & -m \cdot y_m \cdot \ddot{x} + m \cdot x_m \cdot \ddot{y} - (J_{mzz} + m \cdot x_m \cdot z_m) \cdot \ddot{\theta} - (J_{myz} + m \cdot y_m \cdot z_m) \cdot \ddot{\zeta} + \\ & + (J_{mzz} + m \cdot x_m^2 + m \cdot y_m^2) \cdot \ddot{\eta} = -P_x \cdot y_D + P_y \cdot x_D - Rx_{A1A2} \cdot y_{A2} - \\ & - Rx_{B1B2} \cdot y_{B2} - Rx_{C1C2} \cdot y_{C2} + Ry_{A1A2} \cdot x_{A2} + Ry_{B1B2} \cdot x_{B2} + Ry_{C1C2} \cdot x_{C2}, \end{aligned} \quad (13)$$

де M – маса автогрейдера без тягової рами і відвалу; m – маса тягової рами з відвалом; $A1, B1, C1$ та $A2, B2, C2$ – точки приєднання до основної та тягової рам виконавчих гідроциліндрів, відповідно; D – точка на ножі, до якої прикладена рівнодіюча сили різання; E та F – точки приєднання балансирних візків та передньої осі до основної рами автогрейдера; C_{C1}, C_{C2}, C_{C3} та k_{c1}, k_{c2}, k_{c3} – жорсткості та коефіцієнти згасання виконавчих гідроциліндрів керування тяговою рамою; C_{S1}, C_{S2} та k_{s1}, k_{s2} – жорсткості і коефіцієнти згасання в шинах передньої осі та балансирних візків, відповідно; Cb_1, Cb_2 і kb_1, kb_2 – жорсткості і коефіцієнти згасання в бічному напрямку у шинах передньої осі та балансирних візків автогрейдера, відповідно; Ax – інтенсивність зростання опору копання ґрунту; Cgy, Cgz – жорсткість ґрунту в поперечному та вертикальному напрямках; kgx, kgy, kgz – коефіцієнти згасання при горизонтальному, бічному та вертикальному напрямку переміщенні відвалу в ґрунті.

Напрямки дії зусиль в гідроциліндрах на основну і на тягову раму протилежні за знаком, розкладемо ці зусилля по координатним осям. Виведемо рівняння для визначення зусиль R_{A1A2} , R_{B1B2} , R_{C1C2} в гідроциліндрах МПТР:

$$\begin{aligned} Rx_{A1A2} &= R_{A1A2} \cdot \cos x_{A1A2}; & Rx_{B1B2} &= R_{B1B2} \cdot \cos x_{B1B2}; & Rx_{C1C2} &= R_{C1C2} \cdot \cos x_{C1C2}; \\ Ry_{A1A2} &= R_{A1A2} \cdot \cos y_{A1A2}; & Ry_{B1B2} &= R_{B1B2} \cdot \cos y_{B1B2}; & Ry_{C1C2} &= R_{C1C2} \cdot \cos y_{C1C2}; \\ Rz_{A1A2} &= R_{A1A2} \cdot \cos z_{A1A2}. & Rz_{B1B2} &= R_{B1B2} \cdot \cos z_{B1B2}. & Rz_{C1C2} &= R_{C1C2} \cdot \cos z_{C1C2}. \end{aligned} \quad (14)$$

Після повороту тягової рами в початкове положення на кути θ_0 , ζ_0 , η_0 точки $A2$, $B2$, $C2$, D переходять в нове положення. У процесі роботи відбувається поворот тягової рами на кути θ , ζ і η . При цьому точка $A2$ переміщається на Δx_{A2} , Δy_{A2} , Δz_{A2} .

Положення осі гідроциліндра в просторі характеризується трьома напрямними косинусами – $\cos x_{A1A2}$, $\cos y_{A1A2}$ та $\cos z_{A1A2}$.

Різниця точок кріплення гідроциліндра в напрямку осі x проектується на вісь гідроциліндра, тобто помножити на косинус кута між віссю гідроциліндра і віссю x ($\cos x_{A1A2}$). Проекція цієї величини буде дорівнювати деформації гідроциліндра від переміщень в напрямку його осі x , тобто руху машини:

$$\begin{aligned} \Delta x_{A1A2} &= (\Delta x_{A1} - \Delta x_{A2}) \cdot \cos x_{A1A2}. \\ \Delta y_{A1A2} &= (\Delta y_{A1} - \Delta y_{A2}) \cdot \cos y_{A1A2}. \\ \Delta z_{A1A2} &= (\Delta z_{A1} - \Delta z_{A2}) \cdot \cos z_{A1A2}. \end{aligned} \quad (15)$$

Сумарна деформація гідроциліндра $A1A2$, $B1B2$ і $C1C2$:

$$\begin{aligned} \Delta_{A1A2} &= \Delta x_{A1A2} + \Delta y_{A1A2} + \Delta z_{A1A2} = (\Delta x_{A1} - \Delta x_{A2}) \cdot \cos x_{A1A2} + \\ &+ (\Delta y_{A1} - \Delta y_{A2}) \cdot \cos y_{A1A2} + (\Delta z_{A1} - \Delta z_{A2}) \cdot \cos z_{A1A2}. \\ \Delta_{B1B2} &= \Delta x_{B1B2} + \Delta y_{B1B2} + \Delta z_{B1B2} = (\Delta x_{B2} - \Delta x_{B1}) \cdot \cos x_{B1B2} + \\ &+ (\Delta y_{B2} - \Delta y_{B1}) \cdot \cos y_{B1B2} + (\Delta z_{B2} - \Delta z_{B1}) \cdot \cos z_{B1B2}. \\ \Delta_{C1C2} &= \Delta x_{C1C2} + \Delta y_{C1C2} + \Delta z_{C1C2} = (\Delta x_{C2} - \Delta x_{C1}) \cdot \cos x_{C1C2} + \\ &+ (\Delta y_{C2} - \Delta y_{C1}) \cdot \cos y_{C1C2} + (\Delta z_{C2} - \Delta z_{C1}) \cdot \cos z_{C1C2}. \end{aligned} \quad (16)$$

Деформація гідроциліндра при відомих відносних переміщеннях Δx , Δy , Δz визначається з залежності:

$$\Delta_{A1A2} = \Delta x_{A1} \cdot \cos x_{A1A2} + \Delta y_{A1} \cdot \cos y_{A1A2} + \Delta z_{A1} \cdot \cos z_{A1A2} \quad (17)$$

де $\cos x_{A1A2}$, $\cos y_{A1A2}$, $\cos z_{A1A2}$ – косинуси кутів між віссю гідроциліндра $A1A2$ і осями координат x , y і z (направляючі косинуси відрізка $A1A2$).

Для переходу в систему координат x , y , z слід отримані координати цих точок помножити на матриці M_1 , M_2 і M_3 , в яких знак кутів θ , η і η змінений на протилежний

Направляючі косинуси відрізків на вісі x , y , z визначаються наступним чином:

$$\begin{aligned} \cos x &= \frac{x_1 - x_2}{\sqrt{(x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2 + (z_1 - z_2)^2}}; \\ \cos y &= \frac{y_1 - y_2}{\sqrt{(x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2 + (z_1 - z_2)^2}}; \end{aligned} \quad (18)$$

$$\cos z = \frac{z_1 - z_2}{\sqrt{(x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2 + (z_1 - z_2)^2}}$$

Обчислимо зусилля, що виникають в гідроциліндрі при кутових переміщеннях основної і тягової рам автогрейдера за виразом (рис. 6):

$$R_A = C_{зц} \cdot \Delta_{A1A2} \quad (19)$$

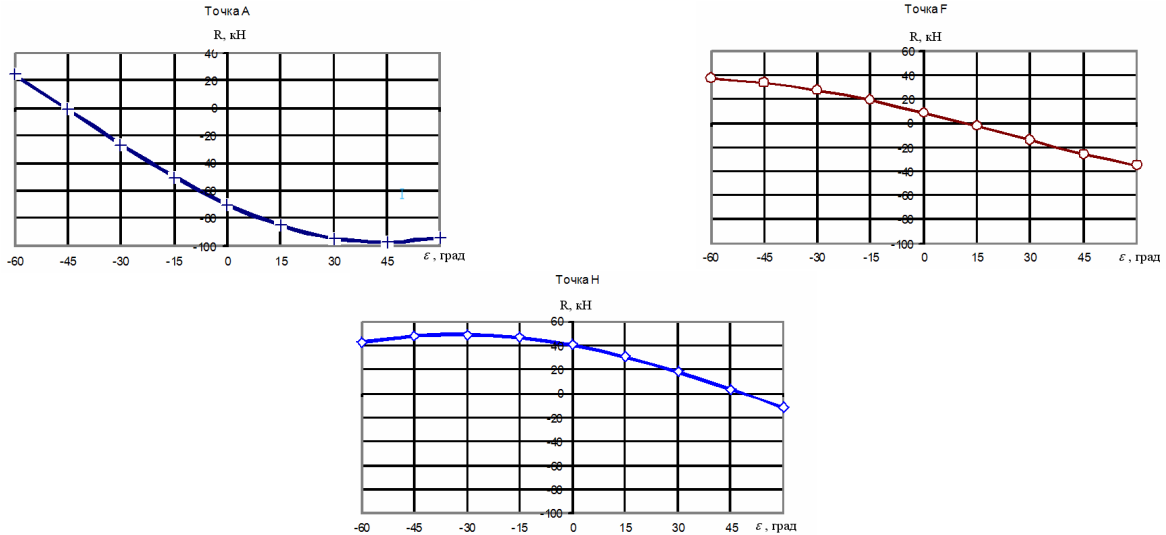


Рисунок 6 – Графік зміни динамічного навантаження лівого гідроциліндра

У **третьому розділі** наведені методика і результати польових досліджень. Експериментальні дослідження проводили на автогрейдері середнього класу Крюковського вагонно-будівельного заводу ДЗк-251 з колісною формулою $1 \times 2 \times 3$ і масою 15...16 т. У ході експериментів в якості параметрів, що варіюються, використовувати винос грейдерного відвалу щодо тягової рами (0; 0,35; 0,7; 1,05; 1,4 м), винос тягової рами щодо основної рами (0; 0,1; 0,2; 0,3; 0,4 м), кут установки відвалу в плані (кут захоплення) γ (30; 45; 60; 90; 105; 120; 135 град), швидкість руху машини v (0,8; 1,0; 1,2 м/с) та кут перекосу ріжучої крайки відвалу (0; 7 град). При проведенні експериментальних досліджень заглиблення проводилися одним і двома гідроциліндрами підйому-опускання відвалу.

Згідно плану для отримання результатів експериментального дослідження з довіреним інтервалом 0,9 і похибкою не більше 3σ всі дослідження динамічного навантаження проводилися з триразовим повторенням.

При експериментальних дослідженнях визначались наступні параметри: тиск робочої рідини (датчиками тиску моделі ЕСО-1 фірми Wika з діапазоном вимірювання до 400 бар) в поршневих та штокових порожнинах гідроциліндрів підйому-опускання грейдерного відвалу, а також в гідроциліндрі виносу тягової рами в сторону; обертаючий момент (тензорезисторами з базою 20 мм і номінальним опором 400 Ом) центральної напіввісі балансира візка та зусилля в шарнірі з'єднання тягової та основної рами; число оборотів 7-го колеса (для визначення лінійної швидкості).

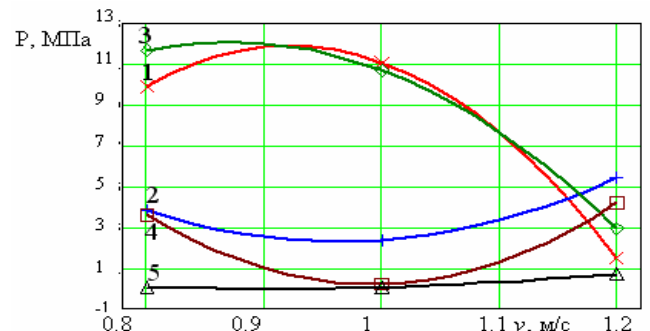
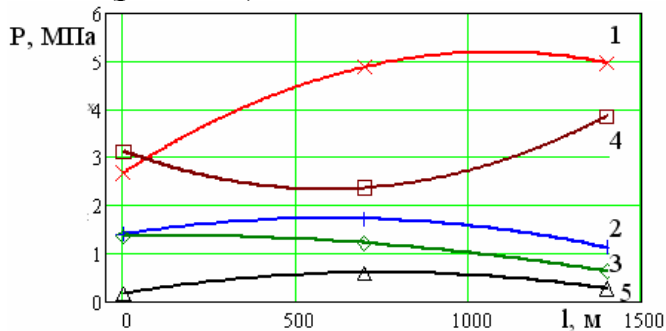
Вимірювальний комплекс включав в себе: аналого-цифровий перетворювач АЦП USB001 з джерелом живлення, з'єднувальна колодка, переносний комп'ютер з встановленим на ньому програмним забезпеченням, який розташовувався в кабіні оператора.

Наведений процес різання ґрунту та зарізання ґрунту (рис. 7) проводилися з фіксацією значення кута установки гідроциліндрів МПТР. Ці кути замірялись у двох площинах – уздовж площини (x) машини і поперек (y). При зарізанні в результаті заглиблення відвалу у ґрунт зростання зусиль провідні ходові колеса доводяться до повного буксування, автогрейдер – до стопоріння.



Рисунок 7 – Різання та зарізання ґрунту заданою товщиною

Аналіз отриманих даних відповідно до плану експериментальних даних проводився за максимальним значенням в залежності від параметрів що варіюються. Представлені експериментальні дані при виконанні операції різання всією крайкою грейдерного відвала у центральному положенні тягової рами, при цьому кут захвату 45° , змінювали висунення штоку гідроциліндру виносу відвалу при швидкості $1,2 \text{ м/с}$ (рис. 8, 9).



1 – поршнева порожнина правого гідроциліндру, 2 – штокова порожнина правого гідроциліндру, 3 – поршнева порожнина лівого гідроциліндру, 4 – штокова порожнина лівого гідроциліндру, 5 – поршнева порожнина гідроциліндру виношення тягової рами

Рисунок 8 – Графік залежності максимальних значень зусиль при різанні всією крайкою грейдерного відвала у центральному положенні тягової рами, при цьому кут захвату 45°

Рисунок 9 – Графік залежності максимальних значень зусиль при зарізанні всією крайкою, двома гідроциліндра при куті захоплення 60° , центральному положенню відвалу, швидкість $0,8 \text{ м/с}$, 1 м/с , $1,2 \text{ м/с}$

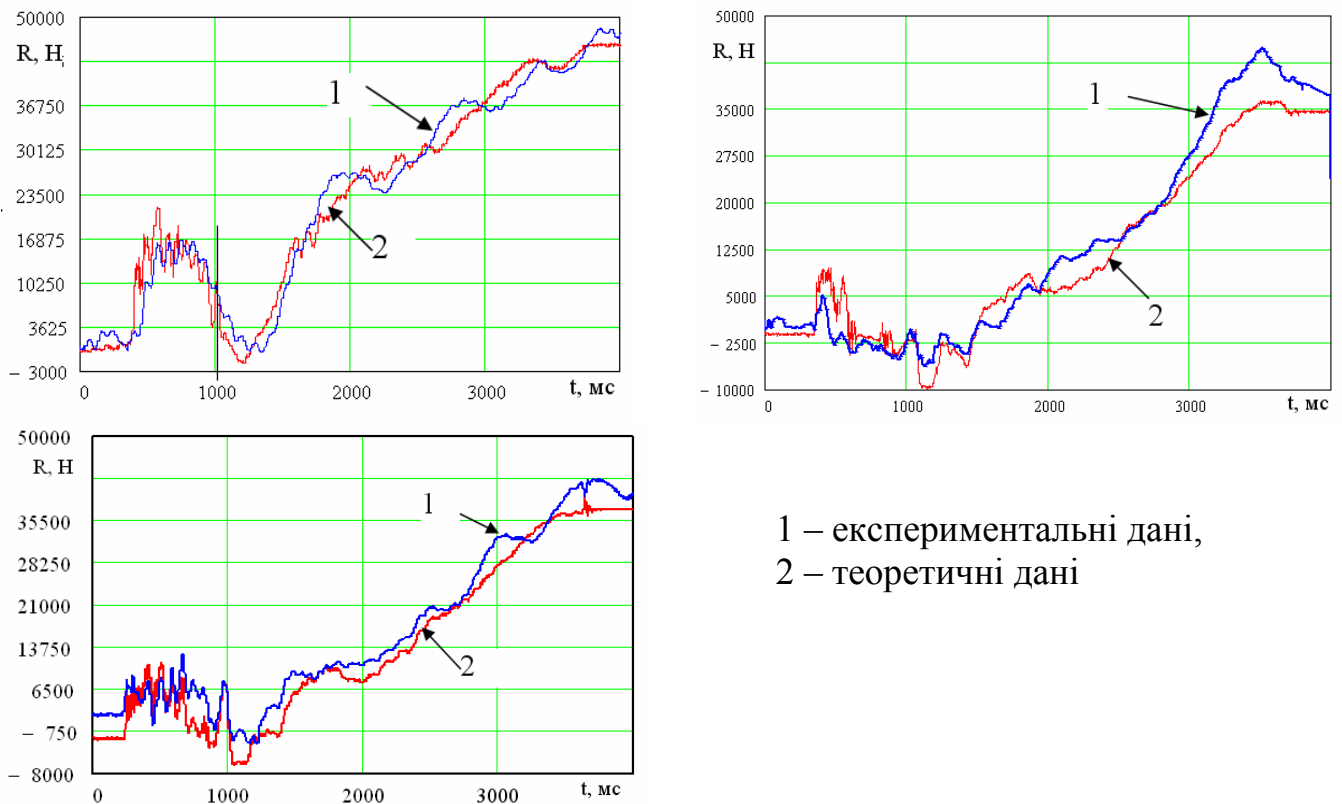
Зміна довжини висунення штоку гідроциліндру виносу відвалу спостерігався нелінійний характер збільшення зусилля в поршневих порожнинах правого гідроциліндру з $2,5 \text{ кН}$ до $4,9 \text{ кН}$ з максимальним значенням зусилля $5,1 \text{ кН}$ при висуненні штоку гідроциліндру на 1150 мм . При цьому у лівому гідроциліндру змінення зусилля від $1,3 \text{ кН}$ до $1,15 \text{ кН}$ з максимальним значенням зусилля $1,9 \text{ кН}$ при висуненні штоку на 550 мм . Значення зусиль у штокових порожнинах в $1,2$ рази менше

ніж в поршневих та при збільшенні висунення відвалу зростає в 4,1 разів. Зусилля у поршневій порожнині гідроциліндру виносу тягової рами має дзеркальне відображення нелінійного характеру з 3,4 кН до 3,7 кН з мінімальним значенні зусилля 2,4 кН при висуненні штоку гідроциліндру на 550 мм.

Зміна встановлення кута захвату грейдерного відвалу остерігалась наближеною до синусоїди зміною зусилля в поршневих порожнинах правого гідроциліндру з 3,7 кН до 1,4 кН з максимальним значення зусилля 3,7 кН при куті захвату 105° та мініимальному значенні зусилля 2,2 кН при куті захвату 55° . При цьому у лівому гідроциліндру змінення зусилля має явно виражене збільшення 0,8 кН до 8,1 кН при зміні кута захвату з 75° до 135° . Значення зусиль у штокових порожнинах не перевищує зміну зусиль в 2 рази та має інтервал зміни від 0,5 кН до 2,3 кН.

При зміні швидкості руху автогрейдера від 0,8 м/с до 1,2 м/с спостерігалась нелінійний характер зменшення зусилля в поршневих порожнинах правого і лівого гідроциліндрів з 10 кН до 2,7 кН та з 12 кН до 3,1 кН відповідно з максимальним значення зусилля 12,1 кН при швидкості 0,92 м/с. При цьому у штокових порожнинах цих гідроциліндрів змінення зусилля від 4,1 кН до 5,5 кН з мініимальним значенням зусилля 0,9 кН при швидкості 1,0 м/с. Значення зусилля у поршневій порожнині гідроциліндру винесення тягової рами має лінійний характер і варіюється у межах нульових значень зусиль. Різниця значень зусиль між поршневими та штоковими порожнинами різниця у 6 разів при швидкості від 0,9 м/с до 1,0 м/с. При перевищенні швидкості машини 1,15 м/с спостерігається зміна перевантаження порожнин гідроциліндрів.

На рисунку 10 зображені осцилограми процесу зарізу і результати його математичного моделювання на ПЕОМ.



1 – експериментальні дані,
2 – теоретичні дані

Рисунок 10 – Графік загальної збіжності результатів експериментальних досліджень і рішення математичного моделювання

Наведені осцилограми описують розгін і подальше встановлення руху машини з постійною швидкістю автогрейдера, зіткнення з ґрунтом і наростання зусилля до досягнення граничних умов стопоріння. Тривалість процесу стопоріння залежить від початкової швидкості і приблизно в 2–3 рази більше, ніж в процесах інтенсивного заглиблення грейдерного відвалу в ґрунт, що обумовлено специфікою виконання даних операцій.

Для зіставлення дослідження теоретичних та експериментальних досліджень було проведено аналіз з використанням функції χ^2 . Весь часовий інтервал поділявся на 40 смуг, в кожній з яких визначалося відношення середнього значення в інтервалі від суми значень всього діапазону.

Слід зазначити, що характери експериментальних і розрахункових даних подібні і якісно і кількісно. Це свідчить про відповідність запропонованої математичної моделі реальним процесам навантаження гідроциліндрів управління МПТР автогрейдера при виконанні технологічних операцій. Похибка не перевищує 20 % з довіреним інтервалом 0,9. У всіх випадках зіставлення виявилось, що похибка розрахунків за даною методикою не перевищує 15 % і лише в окремих випадках вона зростає до 19 %.

У четвертому розділі викладено удосконалення і комп'ютерне моделювання механізму управління підвіски робочого обладнання, кінематичний аналіз руху існуючого та запропонованого МПТР, визначення зусиль та практичні рекомендації щодо визначення конструктивних параметрів з метою підвищення ефективності роботи автогрейдера від впровадження запропонованого модернізування.

Методика дослідження навантаження методом тривимірного комп'ютерного моделювання розглядає закономірності навантаження гідроциліндрів МПТР автогрейдера з урахуванням їх взаємовпливу і кутів встановлення по відношенню до робочого органу. Дана модель дозволяє переміщувати штоки гідроциліндрів МПТР у межах ходу, а також управляти усіма вузлами відповідно до реальних умов. Комп'ютерна модель робочого обладнання даної машини з запропонованим механізмом (рис. 11) розташовується на тяговій рамі 2 в поперечній площині до осі руху машини і може бути як з'ємним, так і жорстко закріпленим.

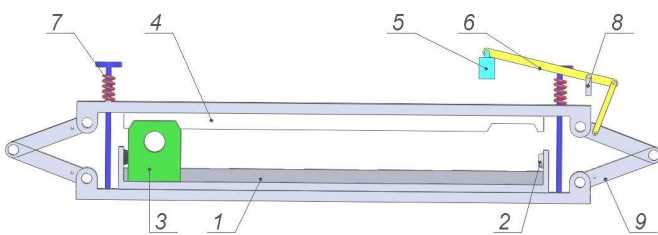
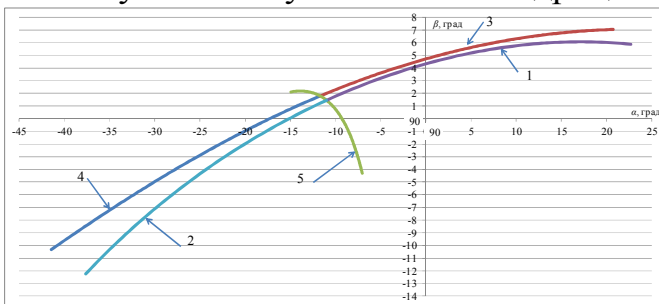


Рисунок 11 – Схема механізму переміщення кріплення штоку гідроциліндра виносу тягової рами: 1 – направляюча рейка, 2 – буфер, 3 – повзун, 4 – притискна планка, 5 – електромагніт, 6 – коромисло, 7 – пружини, 8 – кінцевий вимикач, 9 – рухомі ланки

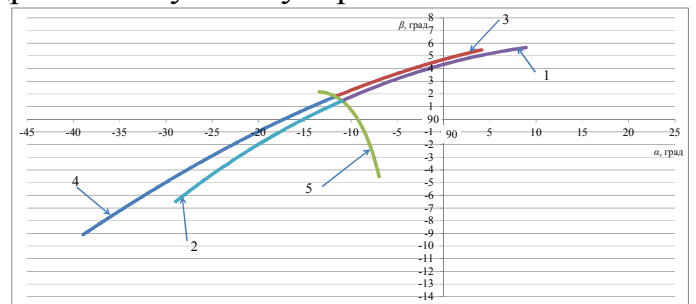
Запропонований механізм працює наступним чином: направляюча рейка 1 клиновидного перетину, на якій переміщається повзун 3, у кінці переміщення повзун упирається в пружний буфер 2. При відсутності переміщення повзун має змогу фіксуватися в пазах, виконаних на притискній планці 4. За допомогою пружин 7 реалізується зусилля притиснення. При необхідності руху електромагніт 5, що тягне, реалізує, підйом притискної планки через коромисло 6, яке сполучене з рухомими ланками 9. Можливість відключення електромагніту забезпечується кінцевим вимикачем 8.

Для дослідження кінематики руху гідроциліндрів існуючого МПТР автогрейдера (зміщення положення місця кріплення штоку гідроциліндру виносу тягової рами приймаємо 0 мм (рис. 12)) був розроблений план проведення віртуальних експериментів, у котрому змінювали винесення тягової рами від центрального положення $\alpha = 0$, $\beta = -3$, $\gamma = 0$ ліворуч та праворуч, поворот тягової рами ліворуч та праворуч та винесення тягової рами від центрального положення $\alpha = 0$, $\beta = 3,7$, $\gamma = 0$ до низу.

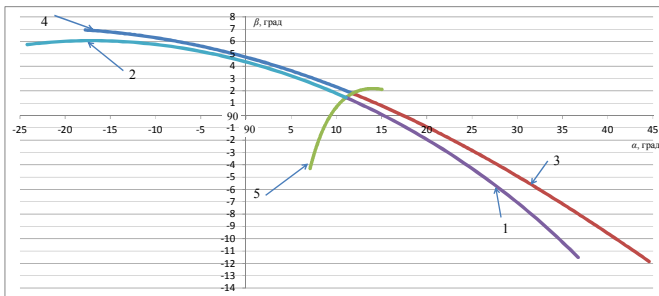
Запропонований механізм дозволив провести імітаційне моделювання кінематики руху елементів МПТР в залежності від зміни положення місця кріплення штоку гідроциліндру виносу тягової рами на 400 мм (рис. 13) та 800 мм при зміні таких же параметрів, при цьому при винесення тягової рами до низу мали початкові параметри центрального положення $\alpha = 0$, $\beta = -5$, $\gamma = 0$. При зміщенні на 800 мм діапазон зміни кутів нахилу виконавчих гідроциліндрів зменшується у 2 рази.



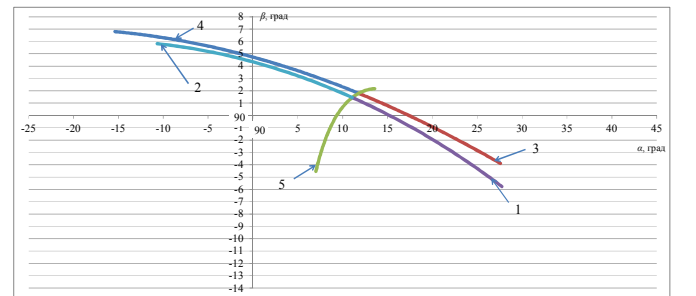
а



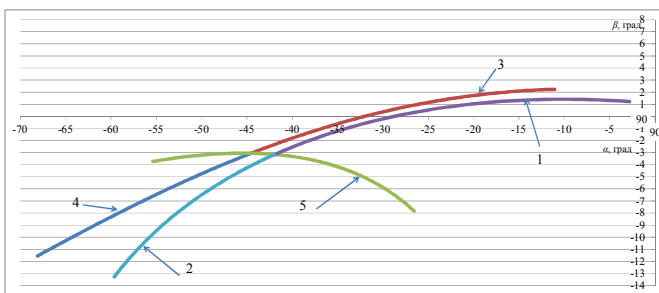
а



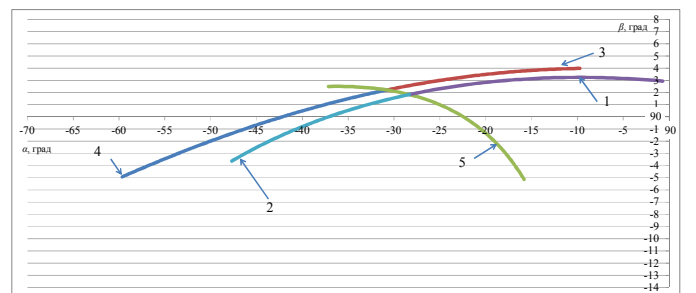
б



б



в



в

а – правого гідроциліндру, б – лівого гідроциліндру, в – гідроциліндр виносу рами
Рисунок 12 – Зміна кутів гідроциліндрів при зміщенні 0 мм
Рисунок 13 – Зміна кутів гідроциліндрів при зміщенні 400 мм

Різниця зміни кутів нахилу гідроциліндрів при використанні запропонованого механізму при зміщенні положення місця кріплення штоку гідроциліндру виносу тягової рами від існуючого на 400 мм діапазон змінюється з $\alpha=30^{\circ}-33^{\circ}$ до $\alpha=16^{\circ}-27^{\circ}$ при повороті, при виносі – з $\alpha=25^{\circ}-36^{\circ}$ до $\alpha=16^{\circ}-39^{\circ}$ та складає $\Delta\alpha=3^{\circ}-17^{\circ}$ $\Delta\beta=1^{\circ}-8^{\circ}$ та $\Delta\alpha=1^{\circ}-34^{\circ}$ $\Delta\beta=1^{\circ}-6^{\circ}$, відповідно. При цьому у центральному положенні МПТР має

наступні кути нахилу гідроциліндрів: для правого $\alpha = -12^\circ$, $\beta = 2^\circ$, для лівого – $\alpha = 12^\circ$, $\beta = 2^\circ$, для виносу тягової рами $\alpha = -45^\circ$, $\beta = -3^\circ$.

При опусканні робочого обладнання з транспортного положення правого ($\alpha = -15^\circ$, $\beta = 2^\circ$) та для лівого ($\alpha = 15^\circ$, $\beta = 2^\circ$) гідроциліндрів до максимального заглиблення у ґрунт майже не змінюється, окрім для лівого ($\Delta\beta = 1^\circ$).

Зміни кутів руху гідроциліндру виносу тягової рами мають індивідуалі значення початкового положення для кожного з варіантів зміщення положення точки його кріплення. Різниця між початковим та кінцевим положенням при існуючому положенні має діапазон $\alpha = 23^\circ - 34^\circ$, $\beta = 5^\circ - 9^\circ$ при повороті тягової рами, $\alpha = 15^\circ - 18^\circ$, $\beta = 5^\circ - 10^\circ$ при її виносі, а при зміщенні положення точки його кріплення гідроциліндру виносу тягової рами на 400 мм при повороті тягової рами – $\alpha = 21^\circ - 29^\circ$, $\beta = 2^\circ - 7^\circ$ та виносі $\alpha = 15^\circ - 26^\circ$, $\beta = 7^\circ - 11^\circ$, що у абсолютному значенні зменшення діапазону зміни кутів між початковим та кінцевим положенням на $\Delta\alpha = 6^\circ - 13^\circ$, $\Delta\beta = 2^\circ - 3^\circ$ при повороті, а при виносі – $\Delta\alpha = 3^\circ - 11^\circ$, $\Delta\beta = 1^\circ - 2^\circ$. При опусканні робочого обладнання $\Delta\alpha = 12^\circ$, $\Delta\beta = 3^\circ$.

В якості прикладу на рисунках 14 наведені графіки залежностей зусиль, що діють у вздовж осьової лінії кожного з виконавчих гідроциліндрів МПТР від зміни положення місця кріплення штоку гідроциліндру виносу тягової рами у бік та дії одиничного зовнішнього навантаження, спроектованого на відповідні координатні вісі x , y , z .

Наведені графіки залежностей отриманих даних математичного моделювання при виконанні технологічних операції, а саме різання всією крайкою грейдерного відвала у центральному положенні тягової рами при куті захвату 30° .

З рисунків 14а видно, що зміна положення місця кріплення штоку гідроциліндру виносу тягової рами має нелінійний характер, тобто має місце збільшення зусилля при дії вертикального навантаження на крайку грейдерного відвала ($Z = 1$), величина якого в середньому збільшення у 2–3 рази порівняно з використанням існуючого МПТР, а за абсолютним значенням – усього на 2 кН, що не є критичним для елементів МПТР та машини у цілому.

Аналіз рисунків 14б при дії бокового навантаження на крайку грейдерного відвала ($Y = 1$) має нелінійний характер. Зменшення зусилля у 1,5–7 разів в залежності від прикладення зовнішнього навантаження та абсолютне значення складає від 2 кН до 14 кН та зменшення нерівномірності навантаження виконавчих гідроциліндрів за рахунок зменшення асиметричності конструкції МПТР.

З рисунків 14в видно, що при дії повздовжнього зовнішнього навантаження ($X = 1$) на крайку грейдерного відвала зусилля зменшується також нелінійно у виконавчих гідроциліндрах у 2–5 рази, а за абсолютним значенням в інтервалах від 1 кН до 9 кН.

Запропонований механізм можна застосовувати на усіх автогрейдерів з А та Т образними формами тягової рами, застосувавши залежність довжини направляючої рейки запропонованого механізму до відстані між місцями кріплення шарнірів штоків виконавчих гідроциліндрів як 1:2.

З урахуванням діючого навантаження на МПТР рекомендовано використовувати зі сталі легованого складу з умови забезпечення надійності конструкції.

Однією з основних задач є виявлення залежності зменшення нерівномірності перерозподілу зусиль у виконавчих гідроциліндрах, яка дає змогу раціональніше використовувати можливості автогрейдера.

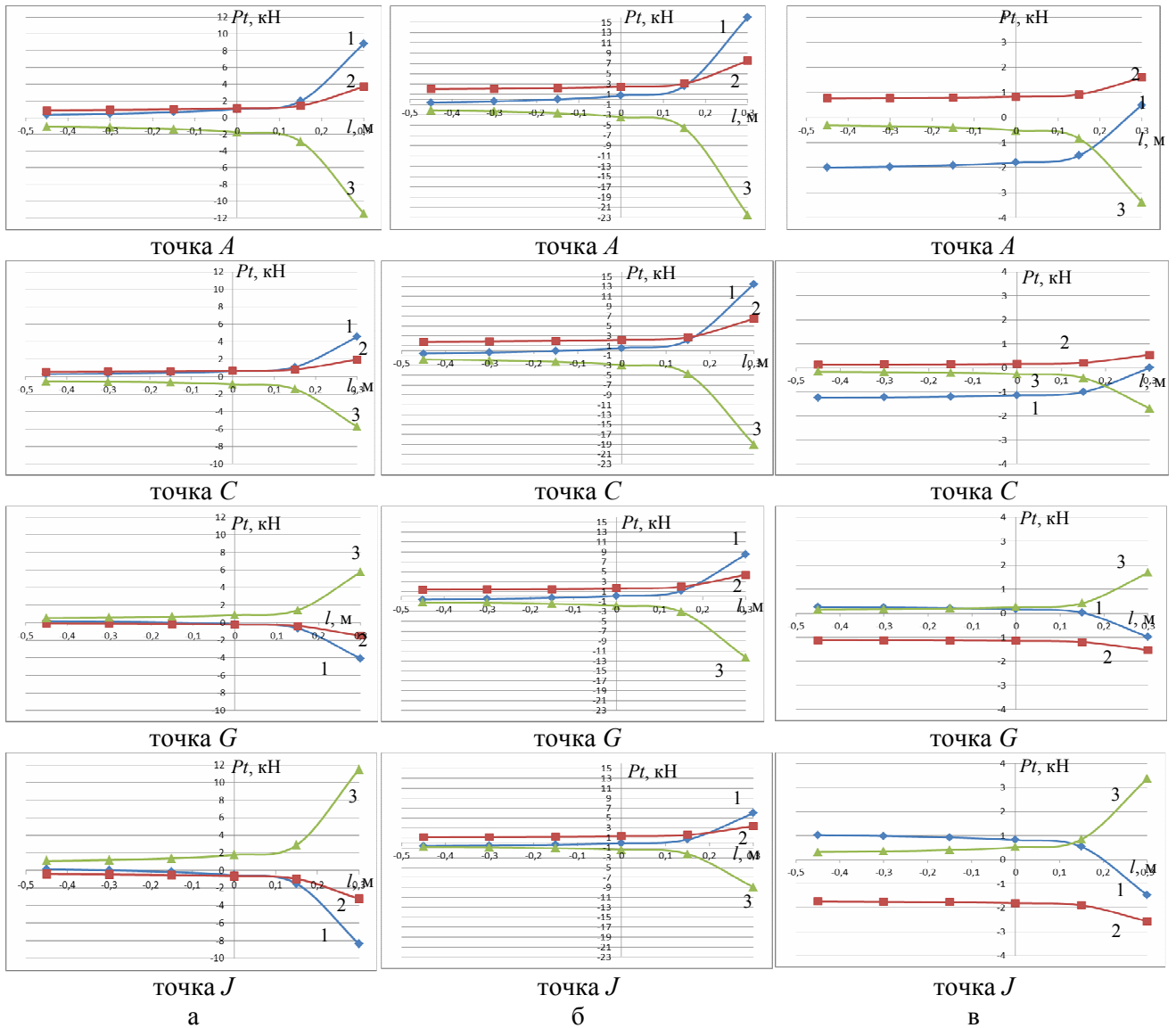


Рисунок 14 – Графік залежності зусиль у виконавчих гідроциліндрах від положення штоку гідроциліндру виносу тягової рами при дії на відвал одиничного зовнішнього навантаження: а – одиничне зовнішнє навантаження (1 кН) прикладене зовнішнє повздовж вісі X, б – одиничне зовнішнє навантаження прикладене повздовж вісі Y, в – одиничне зовнішнє навантаження прикладене повздовж вісі Z; 1 – сумарне (результуюче) зусилля у правому гідроциліндрі, 2 – сумарне зусилля у лівому гідроциліндрі, 3 – сумарне зусилля у гідроциліндрі виносу тягової рами

Розглянувши вплив зміни кінематики виконавчих гідроциліндрів, дії зовнішнього навантаження на рейдерний відвал від напрямку та значенні зовнішнього навантаження, можна виділити ряд рекомендацій, а саме:

- виконувати технологічні операції стороною до якої направлений шарнір штоку гідроциліндру виносу тягової рами, тобто правим краєм відвалу;
- роботи виконувати у діапазоні положення точки кріплення штоку гідроциліндру виносу тягової рами зображеному на рисунку 15;
- при необхідності роботи лівим краєм відвалу, замінити гідроциліндр виносу на менший типорозмір, який забезпечить прохід гільзи даного гідроциліндру під основною рамою і не дасть можливість зіткнення з рамою.

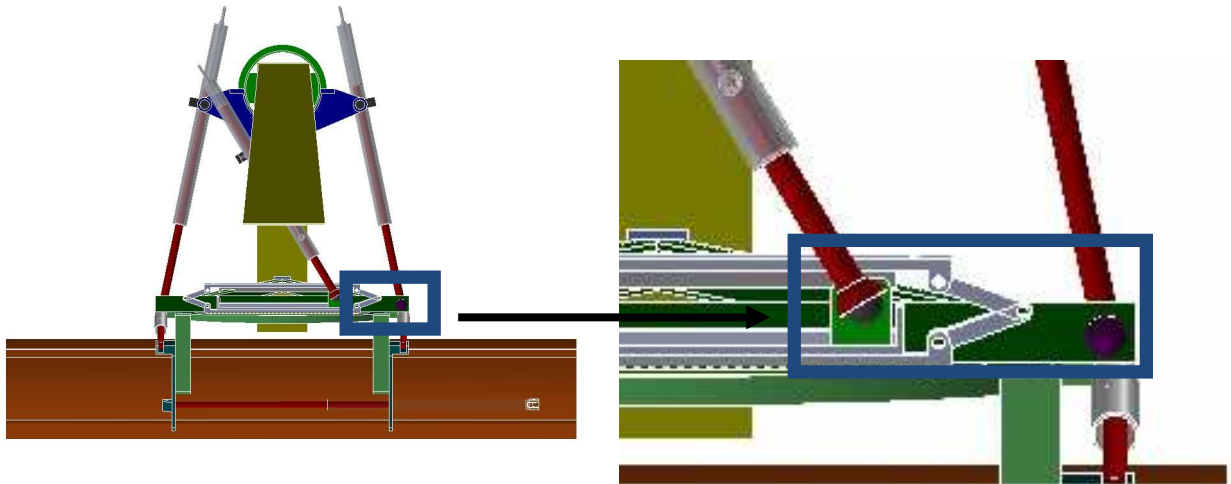


Рисунок 15 – Рекомендований раціональний діапазон використання запропонованого МПТР

Отримані дані пропонуються до використання при модернізації конструкції МПТР автогрейдерів, за рахунок впровадження раціональної переміщення положення точки кріплення штоку гідроциліндру виносу тягової рами.

ВИСНОВКИ

Дисертація є закінченою науково-дослідницькою роботою, у якій вирішено актуальну науково-прикладну проблему підвищення ефективності використання робочого обладнання автогрейдера стабілізацією навантаження механізму підвіски тягової рами. У ході виконаної роботи отримані наступні основні результати:

1. Проведений аналіз вітчизняних та зарубіжних літературних джерел показав, що у багатьох розрахункових схемах автогрейдера положення гідроциліндрів підйому-опускання приймають вертикально без урахування кутів нахилу, а також не враховують положення гідроциліндру винесення тягової рами у бік, котрий суттєво впливає на перерозподіл зусиль. Це впливає на оцінку навантаженості виконавчих гідроциліндрів МПТР та приводить до появи втомних тріщин основної рами автогрейдерів (близько 17–26 %), а також вихід з ладу манжет гідроциліндрів машини та розриви шлангів високого тиску і штоків гідроциліндрів (18–20 %), що негативно впливає на ефективність роботи МПТР та автогрейдера в цілому.

2. Використання методу направляючих косинусів дозволив побудувати математичну модель при статичному навантаженні, яка враховує просторовий характер сил та дає змогу визначити координати положення кріплення гідроциліндрів до основної та тягової рам, довжину висунення штоків при виконанні технологічних операцій від проєкцій сил на осі x , y , z зовнішнього навантаження на грейдерний відвал. Зусилля носять нелінійний характер у діапазоні $\varepsilon = -60^\circ$ – $+60^\circ$, а саме у лівому гідроциліндрі має спадаючий характер зі зміною зусилля від (45,5 кН до 2,2 кН) при зміні кута захоплення відвалу. У правому гідроциліндрі – зростаючий характер від 45,5 кН до 4,7 кН. Максимальні значення зусиль спостерігаються при $\varepsilon = -15^\circ$ (60,7 кН для лівого та – 142,4 кН при $\varepsilon = 0^\circ$ для правого гідроциліндрів).

3. На основі одержаних диференційних рівнянь була розроблена математична модель автогрейдера при дії динамічного навантаження, ця модель враховує багатомасність та геометричне положення просторового розташування кожного з трьох виконавчих гідроциліндрів МПТР з урахуванням асиметричності конструкції, має 9-ять ступенів свободи та підтверджує нерівномірність навантаженості між бортами автогрейдера у 1,2–4,1 разів.

4. Натурні експериментальні дослідження підтвердили теоретичні положення роботи (відхиленням не перевищує 19 %). У більшості розглянутих варіантів в усіх трьох гідроциліндрах зусилля змінюють знак та величину, а саме: при різанні ґрунту у гідроциліндрі підйому лівого борту зусилля змінюється від 1,3 кН до 8,8 кН, в правому – від 0,8 кН до 5,1 кН. При зарізанні ґрунту у гідроциліндрі підйому лівого борту зусилля змінюється від 2,1 кН до 6,1 кН, в правому – від 9,5 кН до 11,1 кН.

5. Встановлені максимальні навантаження на робочий орган, які залежать від геометричного положення елементів МПТР. Так при центральному положенні робочого обладнання зусилля в гідроциліндрах підйому-опускання мають невелику різницю значень (0,8...3,2 разів по відношенню до крайніх положень). Встановлення грейдерного відвалу від 30° до 135° призводить до збільшення дії осьових навантажень (лівого гідроциліндра в 4,0 рази та в 2 рази – для правого гідроциліндра МПТР). У результаті зміщення точки прикладення зовнішнього навантаження уздовж різальної крайки основного відвала зусилля в гідроциліндрах підвіски робочого обладнання автогрейдера міняється не лише в абсолютному значенні від 1,1 до 2,0 разу, але і міняє напрям діючих реакцій.

6. Запропонована конструкція модернізованої МПТР автогрейдерів, яка за допомогою розробленої комп'ютерної моделі дозволяє змінювати кінематику руху елементів МПТР та зменшити таким чином нерівномірність зусиль у виконавчих гідроциліндрів. При зміщенні положення місця кріплення штоку гідроциліндру виносу тягової рами на 400 мм від існуючого різниця нахилу вертикально спрямованих гідроциліндрів зменшується до $\Delta\alpha=13^\circ$ $\Delta\beta=3^\circ$, а при зміщенні на 800 мм – до $\Delta\alpha=30^\circ$ $\Delta\beta=4^\circ$. При цьому простежується вирівнювання зусилля у гідроциліндрах, а саме зменшення їх у 1,5–7 разів в залежності від прикладеного зовнішнього навантаження, що в абсолютному значенні складає від 1 кН до 14кН.

7. Дія сумарного зовнішнього навантаження, наприклад, при куті захоплення 30° при центральному положенні тягової рами та дії максимального зовнішнього навантаження на крайки грейдерного відвалу при виконанні переміщення ґрунту мають нелінійний характер та спостерігається зменшення зусилля у 3,2 разів та абсолютне значення складає від 5 кН до 1,5 кН.

8. У результаті використання удосконаленої МПТР ефективність роботи автогрейдера збільшується на 25 %, та як наслідок, відповідним чином позитивно відображається на ефективності роботи машини в цілому.

9. Виконаний комплекс досліджень дозволив розробити практичні рекомендації та методологію вибору конструктивних параметрів запропонованого пристрою. При цьому виконання роботи у діапазоні положення місця кріплення штоку гідроциліндру виносу тягової рами при зміщенні від існуючого положення до 500 мм.

10. Економічний ефект від впровадження модернізованого МПТР складає 20860 грн/рік за рахунок збільшення ефективності використання автогрейдера.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Статті у наукових фахових виданнях з переліку ДАК МОН України, що входять до міжнародних наукометричних баз даних

1. Назаров Л. В., Кириченко И. Г., Шевченко В. А., Рагулин В. Н., Егоров П. А. Аппаратурное обеспечение экспериментального исследования гидропривода автогрейдера ДЗк-251 // Научный сборник строительства ХГТУБА 2008. Вып. 50. С. 92–95. (*Google scholar*).

2. Шевченко В. А., Рагулин В. Н., Павлюченко Е. С. Экспериментальное определение нагрузок, действующих в гидроприводе автогрейдера // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. 2012. Вып. 57. С. 180–184. (*Index Copernicus, Google scholar, DOAJ*).

3. Шевченко В. О., Рагулін В. М. Дослідження впливу навантаження гідроприводу управління основним відвалом автогрейдера середнього класу // Збірник наукових праць Полтав. нац. тех. ун-т ім Ю. Кондратюка. Серія: галузеве машинобудування, будівництво 2014. Вип. 1 (40). С. 27–31. (*Index Copernicus, Ulrich's Periodicals Directory, ResearchBib, Cosmos Impact Factor, ISIFI, DRJI*)

4. Шевченко В. А., Рагулин В. Н., Фатеев Р. В. Исследование нагружения системы управления основным отвалом автогрейдера методом трехмерного виртуального моделирования // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. 2014. Вип. 65/66. С. 216–220. (*Index Copernicus, Google scholar, DOAJ*).

5. Шевченко В. А., Рагулин В. Н. Анализ подвески рабочего оборудования автогрейдера методом компьютерного моделирования // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. 2016. Вып. 73. С. 234–238. (*Index Copernicus, Google scholar, DOAJ*).

Статті у наукових фахових виданнях з переліку ДАК МОН України

6. Рагулин В. Н. Характерные разновидности разрушений металлоконструкции и элементов гидропривода автогрейдеров // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. 2007. Вып. 38. С. 273–275.

7. Черников А. В., Рагулин В. Н. Применение современных технологий компьютерного моделирования в исследовании подвески рабочего оборудования автогрейдера // Сучасні проблеми моделювання : зб. наук. праць. Мелітополь : МДПУ ім. Б. Хмельницького, 2016. Вип. 7. С. 172–178.

8. Рагулін В. М., Мешалкіна Т. С., Палій М. Р. Аналіз модернізованої підвіски робочого обладнання автогрейдера з використанням комп'ютерного моделювання // Прикладна геометрія та інженерна графіка : міжвідомчий наук.-техн. зб. Київ, 2018. Вип. 94. С. 95–99.

9. Рагулін В. М. Комп'ютерне моделювання при аналізі механізму підвіски тягової рами автогрейдерів // Сучасні проблеми моделювання : зб. наук. праць. Мелітополь : МДПУ ім. Б. Хмельницького, 2018. Вип. 13. С. 154–162.

Охоронні документи на об'єкти права інтелектуальної власності

10. Пат. Україна № 104145, МПК E02F 3/76, E02F 3/84. Пристрій для керування робочим обладнанням автогрейдера / Рагулін В. М., Шевченко В. О., Фатеев Р. В. ; заявник та патентовласник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. № и 2015 07491 ; заяв. 27.07.2015 ; опубл. 12.01.2016, Бюл. №1. 4 с.

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації

11. Рагулин В. Н., Рагулина В. Н. Влияние геометрических параметров установки основного отвала автогрейдера ДЗк-251 на нагружение гидроцилиндров управления отвалом. // *Интерстроймех-2010* : материалы Междунар. науч. техн. конф. Белгород, 2010. Том 2. С. 98–102.

12. Шевченко В. А., Розенфельд В. Н., Рагулин В. Н. Нагруженность гидропривода управления основным отвалом автогрейдера // *Проблеми розвитку дорожно-транспортного і будівельного комплексів* : матеріали Міжнар. наук.- практ. конф., 03–05 жовт. 2013 р. Кіровоград, 2013. С. 151–156.

13. Шевченко В. А., Рагулин В. Н., Егоров П. А. Исследования нагружения системы управления рабочего оборудования автогрейдера // *Новітні технології – для захисту повітряного простору* : тези доп. П'ятої наукової конференції Харківського університету повітряних сил імені Івана Кожедуба, 15–16 квіт. 2009 р. Харків, 2009. С. 127–128.

14. Шевченко В. А., Рагулин В. Н., Рагулина В. Н., Лобко И. В. Исследования нагруженности гидропривода автогрейдера при выполнении рабочих операций // *Новітні технології – для захисту повітряного простору* : тези доп. Сьомої наукової конференції Харківського університету повітряних сил імені Івана Кожедуба, 13–14 квіт. 2011 р. Харків, 2011. С. 194.

15. Рагулин В. Н. Применение Autodesk Inventor в исследовании подвески рабочего оборудования автогрейдера ДЗк-251 // *Впровадження технології комп'ютерного моделювання для підвищення якості підготовки фахівців з будівельної та машинобудівельної галузей* : наук. пр. Всеукр. наук.-метод. Інтернет-конф. Харків, 2016. С. 60–62. URL: https://mf.khadi.kharkov.ua/fileadmin/F-MECHANIC/Інженерної_та_комп'ютерної_графіки/Conference_Pratsi_VTKM-2016.pdf (дата звернення 21.09.2019 р.).

16. Шевченко В. А., Рагулин В. Н. Математическая модель процесса разработки грунтов автогрейдером ДЗк-251 модернизированного конструктивного исполнения // *Ресурс і безпека експлуатації конструкцій, будівель та споруд* : тези за матеріалами VIII Міжнар. наук. конф., 18 – 19 жовт. 2017 р., Харків : ХНУБА, 2017. С. 93–95.

17. Рагулін В. М. Дослідження навантаження механізму підвіски тягової рами автогрейдера з використанням комп'ютерного моделювання // *Молода наука – роботизація і нано-технології сучасного машинобудування* : зб. наук. пр. Міжнар. молодіжної наук.-техн. конф. Краматорськ : ДДМА, 2019. С. 159–162 URL: http://www.dgma.donetsk.ua/nauka/zbirnik_naukovih_prac.pdf (дата звернення 21.09.2019 р.)

АНОТАЦІЯ

Рагулін В.М. Підвищення ефективності використання робочого обладнання автогрейдера стабілізацією навантаження механізму підвіски тягової рами. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.04 – машини для земляних, дорожніх і лісотехнічних робіт (13 – механічна інженерія). – Харківський національний автомобільно-дорожній університет Міністерства освіти і науки України, Харків, 2020.

Дисертацію присвячено вирішенню актуальної науково-прикладної проблеми підвищення ефективності роботи автогрейдера за рахунок зменшення навантаження виконавчого обладнання. Це досягається шляхом стабілізації режиму навантаження механізму підвіски тягової рами (МПТР) модернізацією робочого обладнання шляхом використання додаткового елемента підвіски, як наслідок, відбувається вирівнювання навантаження машини при експлуатації.

Основний науковий результат полягає у розвитку теоретичних і практичних положень розробленого методу розв'язання задачі кінематичного та математичного аналізу МПТР, що дозволяє визначити найбільш раціональні закономірності зміни приєднаних координат МПТР з точки зору мінімізації нерівномірності навантаженості елементів механізму у порівнянні з наявними рішеннями.

Вдосконалено математичну модель при статичному та динамічному навантаженні стосовно використання їх для всіх типів автогрейдерів з урахуванням кінематичних залежностей МПТР, що дозволить підвищити ефективність виконання робіт з ціллю підвищення ефективності МПТР, а також автогрейдера, в цілому при виконанні технологічних операцій.

У результаті цього встановлені нові закономірності розташування змінних координат точок приєднання гідроциліндрів МПТР і режимів робочого процесу на навантаженість виконавчих гідроциліндрів робочого обладнання на прикладі автогрейдера середнього класу сімейства ДЗк-250. Підтверджено адекватність теоретичних досліджень, практичних методик та здійснено їх впровадження.

Ключові слова: автогрейдер, тягова рама, механізм підвіски робочого обладнання, гідроциліндр, асиметричність, нерівномірність навантаження.

АННОТАЦИЯ

Рагулин В.Н. Повышение эффективности использования рабочего оборудования автогрейдеров стабилизацией нагрузки механизма подвески тяговой рамы. – На правах рукописи.

Диссертация на получение научной степени кандидата технических наук по специальности 05.05.04 – машины для земляных, дорожных и лесотехнических работ (13 – механическая инженерия). – Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет Министерства образования и науки Украины, Харьков, 2020.

Диссертация посвящена решению актуальной научно-прикладной проблемы повышения эффективности работы автогрейдера за счет уменьшения нагрузки исполнительного оборудования. Это достигается путем стабилизации режима нагрузки механизма подвески тяговой рамы (МПТР) модернизацией рабочего оборудования путем использования дополнительного элемента подвески, как следствие, происходит выравнивание нагрузки машины при эксплуатации.

Основной научный результат заключается в развитии теоретических и практических положений разработанного метода решения задачи кинематического и математического анализа МПТР, который позволяет определить наиболее рациональные закономерности изменения присоединенных координат МПТР с точки зрения минимизации неравномерности нагруженности элементов механизма в сравнении с имеющимися решениями.

Усовершенствована математическая модель при действии статичной и динамической нагрузок относительно использования их для всех типов автогрейдеров с учетом кинематических зависимостей МПТР, что позволит повысить эффективность выполнения работ с целью повышения эффективности МПТР, а также автогрейдера, в целом, при выполнении технологических операций.

Установлено, что гидроцилиндры МПТР рассчитываются в условиях неопределенности, а именно, четких параметров кинематики при выполнении конкретных технологических операций с учетом минимизации неравномерности действия усилий, которые снижают отказы на этапе проектирования машины. Определены предпосылки для разработки методологических основ минимизации влияния неравномерности навантаженности гидроцилиндров МПТР для обеспечения эффективности использования рабочего оборудования автогрейдера, в целом.

По результатам экспериментальных исследований установлены наибольшие аварийные нагружения на рабочий орган, которые зависят от геометрического положения элементов подвески рабочего оборудования, а именно: при центральном положении отвала усилия в гидроцилиндрах подъема-опускания основного отвала не имеют одинаковых значений, а различаются в 0,8...3,2 раза. Изменение угла захвата отвала на 60° влечет за собой снижение усилия в правом гидроцилиндре на 27 %, а в левом гидроцилиндре – увеличение на 10 %, что подтверждают соответствующие расчеты данного МПТР.

На основе дополнительных задач был разработан инженерный метод определения рациональных параметров нагрузки рабочего оборудования, который позволил предложить модернизированную конструкцию механизма крепления гидроцилиндра выноса тяговой рамы в сторону. Благодаря этому достигается уменьшение неравномерности нагрузки исполнительных гидроцилиндров МПТР, что в свою очередь приводит к уменьшению отказов, а в свою очередь, позволит повысить эффективность работы автогрейдера.

Разработана компьютерная модель модернизированного механизма подвески тяговой рамы автогрейдера, что позволило по результатам виртуальных исследований предложить метод изменения кинематики подвески тяговой рамы, которая обеспечивает уменьшение нагруженности при работе автогрейдером.

В итоге выше приведенного установлены новые закономерности расположения переменных координат точек присоединения гидроцилиндров МПТР и режимов рабочего процесса на нагруженность исполнительных гидроцилиндров рабочего оборудования на примере автогрейдера среднего класса семейства ДЗк-250. Подтверждена адекватность теоретических исследований, практических методик и осуществлено их внедрение.

Ключевые слова: автогрейдер, тяговая рама, механизм подвески рабочего оборудования, гидроцилиндр, асимметричность, неравномерность нагрузки.

ABSTRACT

Ragulin V.M. Increasing the efficiency of motor grader working equipment use by stabilizing the load mode of the traction frame suspension mechanism. – Manuscript.

Thesis for a Candidate of Science in Engineering: specialty 05.05.04 – earth-moving, road and forestry-engineering machines (13 – Mechanical Engineering). – Kharkiv National Automobile and Highway University, Ministry of Education and Science of Ukraine, Kharkiv, 2020.

The thesis is devoted to solving the actual scientific and applied problem of increasing the efficiency of working equipment (on the example of middle class motor graders). It is achieved by stabilizing the load mode of the traction frame suspension mechanism (TFSM) by modernizing the working equipment with an additional suspension element. It will improve the machine efficiency by reducing the asymmetry load of hydraulic cylinders of motor grader working equipment, and increase the machine's working life at operation.

The major scientific result is in development of theoretical and practical regulations of the new method of solving the problem of kinematic and mathematical analysis of the TFSM has been developed, which makes it possible to determine the most rational patterns of changes in the attached coordinates of the TFSM in terms of minimizing congestion of the mechanism elements in comparison with the existing solutions.

The mathematical model is improved for static and dynamic loading with respect to their use for all types of motor graders, taking into account kinematic dependences of TFSM, which will increase the efficiency of performance aiming at increasing the efficiency of the TFSM and the motor-grader as a whole when performing technological operations.

As a result, new regularities of location of the TFSM hydraulic cylinders connection variable coordinates and the modes of the workflow on the workload of the hydraulic cylinders for controlling the working equipment using the example of a middle-class motor grader GZk-250 have been established. The adequacy of theoretical research and the methods have been proved and their implementation fulfilled.

Key words: motor grader, traction frame, suspension mechanism of working equipment, hydraulic cylinder, asymmetry, asymmetric load.