

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Сергієнко Микола Єгорович

УДК 629.113.59(088.8)

**ЗАКОНОМІРНОСТІ ФОРМУВАННЯ НАВАНТАЖЕНЬ
НА КОЛІСНИЙ ТРАКТОР
ПРИ ІМПУЛЬСНИХ ЗБУРЕННЯХ СЕЙСМОДЖЕРЕЛА**

Спеціальність 05.22.02– автомобілі та трактори

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Харків – 2003

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі автомобіле- і тракторобудування Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут” Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор
Самородов Вадим Борисович,
Національний технічний університет
“Харківський політехнічний інститут”,
завідувач кафедри
автомобіле- і тракторобудування.

Офіційні опоненти: Заслужений діяч науки і техніки України,
доктор технічних наук, професор
Лебедєв Анатолій Тихонович,
Харківський державний технічний
університет сільського господарства,
завідувач кафедри “Трактори і автомобілі”;

кандидат технічних наук, доцент
Медведєв Микола Григорович,
Національний технічний університет
“Харківський політехнічний інститут”,
доцент кафедри колісних та гусеничних машин.

Провідна установа: Інститут проблем машинобудування НАН України (м. Харків)

Захист відбудеться “ 25 ” червня 2003 р. о 14⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.059.02 при Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті за адресою: 61002, Україна, м. Харків, вул. Петровського, 25

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці Харківського національного автомобільно-дорожнього університету за адресою: 61002, м. Харків, вул. Петровського, 25

Автореферат розісланий “ 24 ” травня 2003 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради,
кандидат технічних наук, доцент

Наглюк І.С.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Соціально-економічний розвиток України нерозривно пов'язаний з рівнем забезпечення власними мінерально-сиро-винними ресурсами. Для ефективного пошуку покладів корисних копалин потрібне проведення комплексу геологорозвідувальних робіт. Їх сучасний рівень можна забезпечити, зокрема, за рахунок створення автоматизованих технічних і транспортних засобів – мобільних джерел сейсмічних збурень (генераторів імпульсів). Тому розробка і випуск автоматизованих самохідних сейсмоджерел, що мають високі техніко-економічні та експлуатаційні показники, – одна з важливих задач, що стоять перед машинобудуванням.

Мобільне сейсмоджерело забезпечує імпульсну дію на ґрунт, як при зупинках, так і під час руху. Його транспортна база (носій), що зазнає під час сеймовипромінювання значних динамічних впливів, повинна мати широкі функціональні можливості, високу надійність, маневреність, прохідність і стійкість руху при різних режимах роботи.

Задоволення цих вимог при створенні й удосконалюванні вітчизняного самохідного однокамерного генератора сейсмічних сигналів (ОГСС) з автоматизованим стабілізатором положення випромінювача на базі трактора Т-150К визначило актуальність поставлених задач. Це – зниження навантаженості конструкції, автоматизація керування транспортним засобом і технологічним устаткуванням з метою розширення області застосування (робота на пересіченій місцевості), автономності, поліпшення технічних показників і підвищення ефективності установки в цілому.

На етапі проектування це дозволяє вибрати раціональні конструктивні характеристики системи “трактор – ОГСС”, що забезпечують необхідні технологічні параметри, скоротити терміни впровадження, трудові і матеріальні витрати на проведення пошукових, дослідницьких і довідних випробувань.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконувалася згідно до “Комплексною науково-технічною програмою створення і впровадження нових видів машин, устаткування, приладів і засобів автоматизації для нафтової і газової промисловості” (1990 р.), перспективною урядовою програмою “Нафта і газ України до 2010 року” (1993 р.) і госпдоговірними темами: “Розробка транспортних засобів і допоміжного устаткування для наземних невибухових джерел” (договір 26516 із ВНДІгеофізики НВО “Нафтогеофізика”), “Розробка і дослідження однокамерного сейсмоджерела з підвищеною надійністю й автономністю для північних районів” (договір 26563 із НВО “Нафтогеофізика”).

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є визначення закономірностей динамічної навантаженості колісного трактора при дії встановленого на ньому однокамерного імпульсного джерела сейсмічних збурень із системою стабілізації положення випромінювача, обґрунтування вибору раціональних конструктивних параметрів установки.

Для досягнення поставленої мети були розв'язані наступні задачі:

– розроблено принципову схему самохідного однокамерного сейсмоджерела на базі колісного трактора з автоматичною системою виставлення положення випромінювача при роботі в різних експлуатаційних режимах;

– створено математичну модель системи “колісний трактор – ОГСС – опорна поверхня”;

– оцінено зміну параметрів руху трактора-носія при дії імпульсів сейсмоджерела;

– визначено динамічну навантаженість трактора-носія при роботі з однокамерними сейсмоджерелами різного типу;

– на основі розроблених математичних моделей фізичних процесів у пневматичному й електродинамічному випромінювачах визначено вплив їх конструктивних та експлуатаційних параметрів на навантаженість системи;

– побудовано алгоритми розв’язання задач, реалізовані відповідними програмними продуктами;

– проведено стендові і польові експериментальні дослідження динаміки розглянутої системи, а також системи стабілізації положення опори і двох типів випромінювачів сейсмосигналів.

Об’єкт досліджень – процес взаємодії колісного трактора Т-150К з однокамерним імпульсним випромінювачем сейсмічних сигналів при проведенні геологічних пошуків на пересіченій місцевості.

Предмет досліджень – закономірності навантаженості системи “трактор – ОГСС – опорна поверхня”, яка містить трактор з автоматичним стабілізатором положення опори та імпульсний сеймовипромінювач електродинамічного або пневматичного типу.

Методи дослідження. У роботі використовуються аналітичні, числові та експериментальні методи досліджень, що ґрунтуються на використанні апарату аналітичної механіки, теорії коливальних самохідних машин, термодинаміки, механіки газів, гідропневмоавтоматики, теоретичної електротехніки, обчислювальної математики і віброметрії. Розроблено алгоритми числових досліджень, реалізовані продуктами в середовищі програмування PASCAL і MathCAD.

Наукова новизна одержаних результатів:

1. Створена математична модель динамічної системи “трактор – ОГСС – опорна поверхня” для різних експлуатаційних режимів, яка відрізняється від відомих моделей транспортних засобів тим, що розглядається взаємодія трактора з однокамерним джерелом й опорною поверхнею; це дозволяє оцінювати вплив параметрів дії на стан системи і вибрати її раціональні характеристики.

2. Розроблена уточнена математична модель генератора пневматичного типу – джерела дії на трактор. Її відмінністю є те, що вона враховує особливості фізичних процесів у випромінювачі при формуванні імпульсів. Це дає можливість досліджувати робочі процеси і на основі отриманих результатів вибрати раціональні конструктивні параметри випромінювача, що відповідають необхідним вихідним характеристикам.

3. Отримані закономірності формування спектра інерційних навантажень у системі “трактор – ОГСС – опорна поверхня” при різних типах випромінювачів.

4. На основі теоретичних й експериментальних досліджень розроблена методологія вибору раціональних параметрів конструкції, що забезпечують необхідні експлуатаційні характеристики системи “трактор – ОГСС” у робочих і транспортних режимах.

Практичне значення одержаних результатів:

1. Уперше на базі колісного трактора Т-150К створений і випробуваний зразок самохідного невибухового екологічно безпечного однокамерного сейсмоджерела із системою стабілізації положення опори випромінювача, що дозволяє використовувати його на пересіченій місцевості з похилом до 0,244 рад (14°) (а.с. № 1236395, 1492332, 1509768, 1617395, 1642415).

2. На основі проведених досліджень знайдене раціональне компоновання ОГСС, яке забезпечує задану технологічну дію на опорну поверхню і найменшу навантаженість конструкції та оператора.

3. Програмне забезпечення, що реалізує розроблені математичні моделі та алгоритми, дозволяє ще на етапі проектування істотно прискорити створення конструкції і скоротити витрати.

4. На основі розробленого програмного пакету отримана можливість оцінки і вибору типу випромінювача для заданих параметрів технологічної дії.

5. Застосування мобільної сейсмоустановки створеного зразка при проведенні сейсмічної та інженерної розвідки дозволяє розширити райони досліджень, істотно знизити витрати, забезпечити екологічну безпеку при виконанні робіт на пересіченій місцевості, скоротити терміни виконання програм. Річний економічний ефект від впровадження однієї установки у 1987 р. склав 14,37 тис. руб. (акт №139); у 1990 р. – 25 тис. руб. (акти №№1/14-90, 2/14-90), у 2002 р. – 10 тис. грн. (акт №2/9).

6. Розроблена методологія може використовуватися при створенні імітаторів вибухового навантаження зразків спеціальної техніки в лабораторних умовах.

7. Результати дисертаційної роботи використані ВАТ “ХТЗ ім. С. Орджонікідзе”, впроваджені в НВО “Нафтогеофізика” (м. Москва) і застосовуються при розробці перспективних машин, а також у навчальному процесі НТУ “ХП”.

Особистий внесок здобувача полягає в наступному:

- сформульована прикладна наукова задача, що має важливе значення для створення і дослідження зразків нової техніки; поставлена мета наукових досліджень; визначені шляхи розв’язання проблеми; обґрунтовані методи теоретичних досліджень і їх експериментальної перевірки;

- розроблена математична модель системи “транспортний засіб – ОГСС – опорна поверхня” з автоматичною стабілізацією опори і пневматичним або електродинамічним генератором імпульсів як джерелом збурень;

- на основі побудованих моделей самостійно проведені всі теоретичні дослідження; отримані і проаналізовані числові результати;

- виконано оцінку впливу працюючого джерела імпульсів на параметри руху трактора і на підставі отриманих даних запропонована схема, що забезпечує роботу джерела, як у стаціонарному режимі, так і в русі;

- за розробленими програмою та методикою виконані лабораторні та польові експериментальні дослідження на натурному зразку.

Апробація результатів дисертації. Основні результати досліджень доповідалися на Всесоюзних науково-технічних конференціях (НТК) у м. Москва – 1985, 1987, 1988, 1989 рр., у м. Челябінськ – 1988 р.; на IV Всесоюзній науково-технічній нараді “Динаміка і міцність автомобіля” (м. Москва, 1990 р.); на Міжнародній НТК “Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я” (м. Харків, 1996 р.); на НТК “Теорія і практика розробки колісних і гусеничних машин спеціального призначення” Харківського державного політехнічного університету, Державного підприємства “Завод ім. Малишева”, Казенного підприємства “Харківське конструкторське бюро по машинобудуванню ім. А.А. Морозова” (м. Алушта, 2000 р.).

У повному обсязі дисертаційна робота обговорена і схвалена на Міжнародній НТК “Проблеми створення машин і технологій” (м. Кременчук, 2002 р.), на розширених засіданнях кафедри автомобіле- і тракторобудування Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут” і кафедри автомобілів Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (2002 р.).

Публікації. Основні результати дисертації опубліковані в 15 наукових працях, з яких 5 робіт – у фахових наукових виданнях. Загальний обсяг публікацій становить 2,49 ум. друк. арк., з яких особисто автору належить 2,11 ум. друк. арк.

Обсяг роботи. Дисертація складається із вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних літературних джерел та п'яти додатків. Повний обсяг дисертації 258 сторінок. Робота містить 78 ілюстрації до тексту, 12 ілюстрацій на 12 сторінках; 8 таблиць до тексту, 1 таблиця на 3 сторінках; список використаних джерел містить 161 найменування на 12 сторінках; 5 додатків на 40 сторінках. Обсяг основного тексту дисертації складає 154 сторінки.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** розкрито сутність наукової задачі, сформульовано її новизна, актуальність, значущість, підстави для розв'язання й обґрунтування необхідності проведення досліджень при створенні на базі колісного трактора однокамерного імпульсного сейсмоджерела із системою стабілізації випромінювача.

У **першому розділі** дисертації подано огляд і порівнювальний аналіз методів дослідження сейсмічної розвідки копалин, застосовуваних сейсмоджерел. Їхня розмаїтість обумовлена новизною

питання, можливою оригінальністю конструктивного рішення, природою робочого середовища і недосконалістю об'єкта. Як носії генераторів імпульсів використовуються різні транспортні засоби.

Динаміка колісних і гусеничних машин досліджується в працях таких відомих вітчизняних і закордонних вчених, як Аврамов В.П., Анілович В.Я., Говорущенко М.Я., Гуськов В.В., Коденко М.М., Ксеневич І.П., Кутьков Г.М., Лебедев А.Т., Олександров Є.Є., Платонов В.Ф., Самородов В.Б. та ін. В області динаміки сейсмоджерел та їх носіїв працювали Волошин М.В., Івашин В.В., Коденко М.М., Нечуйвітер Л.І., Майорова В.В., Шнеєрсон М.Б., Чичинін І.С. та ін. Результати аналізу показують важливі переваги і доцільність використання однокамерної схеми установки з невибуховим генератором сейсмоімпульсів, необхідність розширення функціональних можливостей сейсмоджерел, зокрема, при роботі на пересіченій місцевості. Як носій ОГСС раціонально використовувати потужний колісний трактор. Застосування для цієї мети неспеціалізованого транспортного засобу обумовлює необхідність оцінки навантаженості його конструкції під дією ударного імпульсу.

Виконаний аналіз визначив необхідність розв'язання задач даної роботи.

У другому розділі наведені теоретичні дослідження механізму виставлення сеймовипромінювача (рис. 1) та автоматичної системи стабілізації робочого положення опори. Під час роботи установки опора притискається до ґрунту, і цей механізм виступає в ролі домкрата, розвантажуючи задні колеса трактора. При безперервному профілюванні (створенні імпульсної дії на ґрунт під час руху) трактор переміщується в результаті роботи передніх коліс і опора ковзає як лижа. Механізм виставлення зазнає значним навантаженням, і впливає на роботу системи в цілому. Це обумовлює необхідність визначення кінематичних залежностей механізму і навантаженості його ланок при роботі в різних режимах. Кінематична задача розв'язана на основі геометричних співвідношень, а з умов рівноваги отримано залежності, що пов'язують зусилля в елементах механізму з зовнішніми навантаженнями і геометричними параметрами. Зокрема, визначається сила, що діє на шток гідроциліндра (ГЦ) системи стабілізації.

Для зниження навантаження елементів несучої системи під час роботи випромінювача його опора повинна займати вертикальне положення. Щоб забезпечити виконання цієї умови, розроблена система автоматичної стабілізації. Як датчик нахилу пропонується пристрій, що містить чутливий елемент у вигляді кулі (рис. 2). Побудовано алгоритм роботи датчика та електромеханічного керуючого перетворювача золотникового гідророзподільника (ГР) з ГЦ керування. Складено систему рівнянь руху елементів замкнутої автоматичної системи стабілізації, які враховують їх електромеханічні характеристики:

$$X_{0\phi} = \frac{l_{OR}^2 g t^2 \sin \alpha}{2(l_{OR}^2 + \rho_\phi^2)} + C_1 t + C_2; \quad \dot{X}_{0\phi} = \frac{l_{OR}^2 g t \sin \alpha}{l_{OR}^2 + \rho_\phi^2} + C_1; \quad R_n = G_{ш} \sin \alpha + F_{цс} \sin \tau + F_T \cos \tau F_{трш} \operatorname{sign}(\dot{X}_{0\phi}); \quad \delta_{ин} = R_n / c_{нр};$$

при $X_{0\phi} \geq L + \delta_{ин} \quad U_1 = 12 \text{ В}, \quad U_2 = 0$; при $X_{0\phi} \leq -L - \delta_{ин} \quad U_1 = 0, \quad U_2 = 12 \text{ В}$;

$$L_K \frac{di_y}{dt} + R_{i\alpha} i_y = U_i; m_\xi \frac{d^2 \rho_3}{dt^2} + h_A \frac{d\rho_3}{dt} + K_{i\theta} \rho_3 = K_i i_y; \ddot{\alpha} A_2 + \dot{\alpha}^2 A_1 + A_0 = 0, \text{ при } X_3 = +\rho_3; \quad \dot{\alpha} = 0$$

при $X_3 = 0$; $\ddot{\alpha} A_{22} + \dot{\alpha}^2 A_{11} + A_{10} = 0$ при $X_3 = -\rho_3$, (1)

де $A_0 = B + p_0 F_2 - p_u F_1 + F_{mp}$; $A_{10} = B + p_0 F_1 - p_u F_2 + F_{mp}$;

$$A_{22} = A_2; A_{11} = A_1; A_1 = l_{AA}^2 \sin^2 V \left[\frac{\rho(F_1^3 + F_2^3)}{2\mu^2 a^2 \rho_3^2} \right]; A_2 = \frac{J}{l_{EA} \sin V}; B = \frac{G_e l_{AK} \sin \alpha}{l_{AA} \sin V};$$

$$V = \frac{\pi}{2} - \beta_0 + \alpha + \xi_2 - \arcsin[l_{AA} / (S_0 + 0,0653 - 0,1858\alpha) \cdot \sin(\pi/2 + \beta_0 - \xi_2 - \alpha)].$$

Тут C_1 і C_2 – константи, обумовлені початковими умовами; L – хід кулі; c_{np} – жорсткість пружини рухомого контакту; ρ_u – радіус інерції кулі; $U_{1,2}$ – напруги на котушках електрокерованого ГР; R_{II} – реакції контактів; m_3 – маса золотника і якоря; h_{II} – коефіцієнт демпфування; K_{np} – жорсткість пружин ГР; K_{II} – крутість тягової характеристики перетворювача; i_y – струм керування; ρ_3 – переміщення золотника; L_K – коефіцієнт самоіндукції котушки; $R_{об}$ – опір котушки; J – момент інерції регульованих мас; ρ, μ – густина і коефіцієнт витрати робочої рідини; a – ширина робочого вікна золотникового ГР; p_u, p_0, p_1, p_2 – тиск в напірній, зливальній магістралях, у поршневій і штоковій порожнинах ГЦ керування; F_1, F_2 – корисні площі порожнин; F_{mpu} – сила тертя при взаємодії кулі з опорою; F_{mp} – сила тертя у ГЦ керування.

Розв'язання системи рівнянь (1) дозволяє вибрати раціональні параметри елементів системи стабілізації, визначити її швидкодію (7...20 с) і зону нечутливості (0,0017...0,0052 рад (0,1...0,3°)).

У третьому розділі наведено результати теоретичних досліджень динамічної навантаженості елементів несучої системи транспортного засобу. Оцінено вплив імпульсного поздовжнього навантаження, якого зазнає трактор під час дії випромінювача, на зміну швидкості руху при здійсненні безперервного профілювання. У цьому випадку диференціальне рівняння руху машини має вигляд

$$\frac{dv}{dt} = \frac{\eta_T M_{КД} i / r_K - (fA + \varphi(1 - A))G \cos \alpha - \varphi F_{iz}(t) - G \sin \alpha}{G / g + \eta_T J_T i^2 / (\eta_\delta r_K^2)}, \quad (2)$$

де η_T – коефіцієнт корисної дії трансмісії; $M_{КД}$ – крутний момент двигуна; J_T – момент інерції обертових і приведених до вала мас двигуна і трансмісії; i – передаточне число трансмісії; r_K – радіус ведучих коліс; f – коефіцієнт опору перекочуванню; η_δ – тяговий ККД; A – коефіцієнт тієї складової сили ваги, що припадає на рушії, $A < 1$; φ – коефіцієнт зчеплення ударної плити випромінювача з опорною поверхнею; $F_{iz}(t)$ – навантаження на опору, що розвивається сейсморезером. З урахуванням даних теоретичних й експериментальних досліджень ця сила досить добре апроксимується функцією $F_{iz}(t) = A_F \sin^2 \omega t$, яку варто обмежити в інтервалі часу $0 \leq t \leq T$, де T – період збурюючої дії, $\omega = 2\pi/T$. Параметри A_F і T залежать від типу випромінювача, його конс-

труктивних параметрів та енергії, яка акумулюється у нагромаджувачі. Результати досліджень однокамерного пневматичного й електродинамічного випромінювачів показали, що сила їх дії може знаходитися в межах від 10 кН до 150 кН. Тривалість впливу електродинамічного випромінювача може знаходитися в межах 5...12 мс; пневматичного джерела – 30...35 мс. Такі значення обумовлюють діапазон навантажень і час їх дії на трактор. Для розробленої конструкції максимальне відхилення швидкості трактора від середнього значення при роботі з електродинамічним випромінювачем становить $4,6 \cdot 10^{-3}$ м/с, а з пневматичним – $16 \cdot 10^{-3}$ м/с за час $T = 0,01$ с і $T = 0,03$ с на ділянках шляху $2,0 \cdot 10^{-3}$ та $60 \cdot 10^{-3}$ м, відповідно. Це дає підставу в розрахунках нехтувати зазначеними змінами швидкості.

Дослідження динаміки системи “трактор – ОГСС – опорна поверхня” проводилося на основі дискретної розрахункової схеми (рис. 3.) Маса зосереджені в центрах мас вузлів трактора і випромінювача. Вони з'єднані безінерційними пружно-дисипативними або недеформованими зв'язками. Процеси у випромінювачі уявляються як непружний удар. У розрахунковій схемі рис. 3: 1) маси: M_d – двигуна з коробкою передач (КП); M_k – кабіни; M_m – рами трактора з установленим на ній технологічним устаткуванням; M_4 – ГЦ і половини маси кронштейну; M_5 – верхньої частини випромінювача; M_6 – нижньої частини випромінювача разом із доданою до неї масою ґрунту; M_m – переднього мосту; 2) моменти інерції: J_d – двигуна щодо поперечної осі, що проходить через центр мас; J_T – рами трактора разом із сейсмоджерелом щодо поперечної осі, що проходить через центр мас; J_K – кабіни, щодо поперечної осі, що проходить через центр маси; 3) жорсткість: c_1, c_2, c_3 – пружних елементів підвіски двигуна з КП; c_4, c_5 – пружних елементів підвіски кабіни; c_6 – ресор передньої підвіски трактора; c_7 – радіальна шин; c_8 – кронштейна ГЦ з урахуванням жорсткості рами; c_9 – силового ГЦ; c_{10} – зв'язку частин випромінювача; c_{11} – ґрунту під опорою; 4) коефіцієнти демпфування: k_1, k_2, k_3 – опор двигуна з КП; k_4, k_5 – опор кабіни; k_6 – амортизаторів переднього моста; k_7 – передніх шин; k_9 – силового ГЦ; k_{10} – зв'язку частин випромінювача; k_{11} – ґрунту під опорою. Коефіцієнти жорсткості пружних зв'язків, затухання елементів, що демпфують, і параметри ґрунту визначаються експериментально.

Як узагальнені координати q_i прийняті вертикальні переміщення центрів мас зазначених елементів у нерухомій системі координат XOY і їхні кути повороту щодо горизонтальних осей. Збурювальне навантаження – імпульсна сила, створювана випромінювачем (електродинамічного або пневматичного типу), дія якого задана узагальненою силою F_{IZ} .

На підставі рівнянь Лагранжа II-го роду отримана система десяти диференціальних рівнянь другого порядку:

$$(\ddot{q}_1 - g)M_d - \sum_{i=1}^3 (\dot{X}_i k_i + X_i c_i) = 0; \quad (\ddot{q}_2 - g)M_k - \sum_{i=4}^5 (\dot{X}_i k_i + X_i c_i) = 0;$$

$$\begin{aligned}
& (\ddot{q}_3 - g)M_T - \sum_{i=1}^6 (\dot{X}_i k_i + X_i c_i) + X_6 c_6 - X_8 c_8 = 0; \\
& (\ddot{q}_4 - g)M_4 + \dot{X}_9 k_9 + \sum_{i=8}^9 X_i c_i = 0; (\ddot{q}_5 + g)M_5 - \dot{X}_9 k_9 - X_9 c_9 + P = F_{IZ}; \\
& (\ddot{q}_6 + g)M_6 + \dot{X}_{11} k_{11} + X_{11} c_{11} - P = -F_{IZ}; \\
& (\ddot{q}_7 - g)M_M + \sum_{i=6}^7 (\dot{X}_i k_i - X_i c_i) = 0; \\
& \ddot{q}_8 J_d - (\dot{X}_1 k_1 l_2 + \dot{X}_2 k_2 l_4 + \dot{X}_3 k_3 l_3 + X_1 c_1 l_2 + X_2 c_2 l_4) \cos q_8 = 0; \\
& \ddot{q}_9 J_T + (\dot{X}_1 k_1 (l_1 + l_2) + \dot{X}_2 k_2 (l_1 - l_4) + \dot{X}_3 k_3 l_5 + \dot{X}_4 k_4 (l_6 + l_5) + \\
& + \dot{X}_5 (l_7 - l_5) + \dot{X}_6 k_6 l_8 + X_1 c_1 (l_1 + l_2) + X_2 c_2 (l_1 - l_4) + X_3 c_3 l_5 + \\
& + X_4 c_4 (l_6 + l_5) + X_5 c_5 (l_7 - l_5) + X_8 c_8 l_9) \cos q_9 - X_6 c_6 l_8 \cos q_8 = 0; \\
& \ddot{q}_{10} J_K - (\dot{X}_4 k_4 l_6 + \dot{X}_5 k_5 l_7 + X_5 c_5 l_7) \cos q_{10} = 0. \tag{3}
\end{aligned}$$

Тут $X_1 = q_1 - q_3 + l_2 \sin q_8 + (l_1 + l_2) \sin q_9 - \delta_{8-18}$; $X_2 = q_1 - q_3 - l_4 \sin q_8 + (l_1 - l_4) \sin q_9 - \delta_{10-9}$; $X_3 = q_1 - q_3 - l_3 \sin q_8 + l_5 \sin q_9 - \delta_{12-11}$; $X_4 = q_2 - q_3 - l_6 \cdot \sin q_{10} + (l_6 + l_5) \sin q_9 - \delta_{14-13}$; $X_5 = q_2 - q_3 - l_7 \sin q_{10} + (l_7 - l_5) \sin q_9 - \delta_{16-15}$; $X_6 = q_3 - q_7 - l_8 \sin q_9 - \delta_{B-7}$; $X_7 = x_{70} - q_7$; $X_8 = q_4 - q_3 + l_9 \sin q_9 - \delta_{A-4}$; $X_9 = q_4 - q_5 - \delta_{4-5}$; $X_{10} = q_5 - q_6 - \delta_{5-6}$; $X_{11} = q_6 - x_{60}$; δ_j – статична деформація пружного елемента під дією сили ваги відповідного вузла;

$$P = \begin{cases} 0 & \text{іде } q_5 - q_6 > \dot{a}_0; \\ c_{10} x_{10} + k_{10} x_{10} & \text{іде } q_5 - q_6 \leq \dot{a}_0. \end{cases}$$

Математична модель уточнюється введенням у систему (3) диференціальних рівнянь, що дозволяють знайти зовнішнє навантаження через параметри випромінювача і фізичні особливості робочого процесу в ньому.

Для електродинамічного сейсмоджерела сила, що виникає в результаті взаємодії котушок індуктивності, обчислюється за

$$F_{IZ}(t) = \frac{1}{2} i^2(t) \frac{d}{dx_k} [L_S(x_k)], \tag{4}$$

де $L_S(x_k)$ – еквівалентна індуктивність випромінювача; $i(t)$ – поточне значення розрядного струму; $x_k = q_5 - q_6$ – відстань між котушками.

Зусилля, що розвивається, визначається енергією нагромаджувача, діаметром взаємодіючих котушок, відстанню між центрами мас котушок, висотою і товщиною намотуваної стрічки.

Пневматичний випромінювач забезпечує перетворення енергії стиснутого повітря в механічну енергію сейсмоімпульсу. Поршень випромінювача зв'язаний з рамою трактора, тому сила взаємодії поршня і гільзи визначає узагальнене навантаження F_{IZ} , значення якого залежить від

конструктивних параметрів і тисків повітря у відповідних об'ємах. При роботі пневмовипромінювача стиснене повітря (тиск p_1 , температура T_1) перетікає з однієї порожнини в іншу, тому параметри повітря в робочій порожнині характеризуються змінними тиском p і температурою T . Процес їх зміни описують наступні рівняння, які необхідно використовувати разом з рівнянням (3) для визначення параметрів p , T і змінного об'єму V :

$$k\sqrt{R}[\sqrt{T_1}K\phi_{1\Sigma}p_1\varphi(Y_1) - \sqrt{T}K\phi_{a\Sigma}p\varphi(Z_a)]dt = Vdp + kpdV; \quad (5)$$

$$\frac{dT}{T} = \frac{F_n dx}{V} + \frac{dp}{p} - \frac{\sqrt{RT_1}}{Vp} [\phi_{1\Sigma}Kp_1 \frac{T}{T_1} \varphi(Y_1) - \phi_{a\Sigma}Kp \sqrt{\frac{T}{T_1}} \varphi(Z_a)]dt, \quad (6)$$

де $R = c_p - c_v$; $k = c_p/c_v$; c_p , c_v – теплоємності при сталих тиску p і об'ємі V відповідно; $\phi_{1\Sigma}$, $\phi_{a\Sigma}$ – ефективні площі впускного і випускного вікон; F_n – робоча площа поршня; функції $\varphi(Y_1)$ і $\varphi(Z_a)$ залежать від показника адіабати k і відношень $Y_1 = p/p_1$, $Z_a = p/p_a$ (тут p_a – атмосферний тиск); $K = \sqrt{\frac{2gk}{k-1}}$; x – відносне переміщення поршня.

Імпульсне навантаження на трактор визначається як

$$F_{iz} = p F_n - P_c, \quad (7)$$

де P_c – сила опору рухові поршня.

Аналіз показав, що значення маси поршня робочої камери не впливає на темп наростання тиску, а визначає лише його максимальне значення і момент початку руху поршня (рис. 4). Зі збільшенням маси поршня час досягнення максимального тиску в робочому об'ємі зростає, а для значення маси більше 5 кг залишається практично сталим ($t = 10^{-5}$ с при тиску заряду 4,5 МПа).

Зі збільшенням тиску заряду відпрацьовування керуючої команди оператора прискорюється. Обмеження значення тиску в зарядному об'ємі визначаються вимогами безпеки робіт (верхнє значення) і забезпечення необхідної кількості імпульсів (нижнє значення). Вплив значення тиску заряду на тиск у робочому об'ємі при інших незмінних параметрах моделі подано на рис. 5. Час досягнення максимуму тиску для кожного розглянутого випадку залишається практично сталою величиною, а змінюється лише швидкість наростання тиску.

На динаміку системи впливає і початковий об'єм V_0 робочої камери. Чим менше значення V_0 , тим швидше наростає тиск в об'ємі V (поточне значення об'єму робочої камери). Результати розрахунків для $0,9 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3 \leq V_0 \leq 3,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$ показують лінійну залежність між цими величинами.

Практичний інтерес становить також варіювання значень конструктивних параметрів. Наприклад, площа f_1 прохідного перерізу вікна між зарядним і робочим об'ємами істотно впливає на час досягнення максимального тиску, причому залежність має нелінійний характер (рис. 6).

Результати проведених досліджень використовуються для вибору раціональних параметрів випромінювачів.

Внаслідок дії кожного імпульсу випромінювача виникають вільні коливання розглянутої системи, що повністю затухають за час між двома імпульсами. Це знаходить своє відображення в результатах розв'язання системи рівнянь (3). Наприклад, на рис. 7, а показані вертикальні прискорення: суцільною лінією – точки підвісу опори до рами трактора, штрих-пунктирною – центра мас трактора, штриховою – кабіни. Видно, що для перших двох точок рівні прискорень у початковий момент часу і частоти коливань значно перевищують відповідні параметри коливань кабіни. Прискорення перших двох точок досягають максимуму відразу після дії імпульсу. Наявність пружної підвіски кабіни приводить до того, що її прискорення досягають найбільшого значення, коли коливання зазначених точок практично припиняються.

Розрахунки показують, що при використанні електродинамічного випромінювача, імпульс якого за часом коротший від імпульсу пневматичного випромінювача, коливання кабіни не розвиваються. Енергія імпульсу розсіюється в підвісці кабіни. На рис. 7,б наведені графіки прискорень мас верхньої M_5 (суцільна лінія) і нижньої M_6 (штрихова лінія) частин випромінювача. Як видно, їх рух припиняється відразу після проходження імпульсу. Значення вертикального прискорення в різних точках трактора зменшується по мірі віддалення від місця установки випромінювача.

Розв'язання рівнянь (3) дозволяє визначати абсолютні переміщення мас системи в координатах XOY . Наприклад, при тиску заряду 4,5 МПа крайня задня точка рами трактора в результаті дії імпульсу переміщується по вертикалі на 0,012 м. Переміщення штока усередині ГЦ за рахунок податливості цього вузла становить 0,004 м, у результаті чого тиск у надпоршневій порожнині збільшується до 14,5 МПа.

У четвертому розділі викладені мета, методика, результати лабораторних досліджень і польових випробувань трактора з ОГСС для перевірки працездатності конструкції і системи стабілізації положення опори, визначення характеристик статичної і динамічної навантаженості трактора, а також параметрів моделі системи “трактор – ОГСС – опорна поверхня”.

Для виконання робіт створено вимірювальний комплекс, що дозволяє реєструвати зусилля, тиск, лінійні і кутові переміщення, прискорення, керуючі сигнали. Як датчики зусиль і тисків використовувалися спеціальні тензоланки, прискорень і переміщень – індуктивні датчики ДУ-5, ДП-2 вібровимірюючого комплексу ВІБ-5МА, кутового відхилення – центральна гіровертикаль ЦГВ-4.

Пружні властивості опорної поверхні залежать від типу і стану ґрунту. Для визначення коефіцієнтів твердості різних ґрунтів на підставі експериментальних даних були побудовані апроксимуючі залежності:

$$c_{11} = 113,68 \cdot 10^2 - 196,99 \cdot 10^3 q_6 + 985,09 \cdot 10^3 q_6^2 - \text{пухкий піщаний ґрунт};$$

$$c_{11} = 580 \cdot 10^6 - 896 \cdot 10^8 q_6 + 350 \cdot 10^{10} q_6^2 - \text{злежалый суглинистый ґрунт}.$$

Розбіжність розрахункових та експериментальних даних не перевищує 2,6 %.

Експериментально знаходили і коефіцієнт k_9 демпфування в опорі, яка поглинає частину ви-

проміньованої енергії та зберігає конструкцію трактора від граничних навантажень. Варіюючи параметри опори, можна формувати необхідний імпульс з потрібним темпом наростання і спаду. Коефіцієнт k_9 визначається з умови рівності роботи, виконуваної імпульсом випромінювача, та енергії, що розсіюється в опорі за час імпульсу внаслідок дії сил опору. Останні розраховуються за гіпотезою в'язкого тертя. Тоді

$$K_9 = \int_0^{t_1} F_{iz}(t)(\dot{x}_5 - \dot{x}_4)dt / \int_0^{t_1} (\dot{x}_5 - \dot{x}_4)^2 dt. \quad (8)$$

Сила F_{iz} визначалася як розрахунковим (4),(7), так і дослідним шляхом. При експерименті вона вимірювалась як зусилля в пальці кріплення випромінювача. Найбільша розбіжність між експериментальними і теоретичними становить приблизно 9 %. При використанні спрощеної апроксимації розрахункові формули приймають вигляд:

$$F_{iz}(t) = 6,171 \cdot 10^4 \sin^2(85,28t) - \text{для пневматичного випромінювача};$$

$$F_{iz}(t) = 69 \cdot 10^3 \sin^2(4077t) - \text{для електродинамічного}.$$

Динамічна навантаженість трактора визначалась як поле вертикальних прискорень його різних точок. На рис. 8 показано рівні пікових значень прискорень, знайдені експериментально і розрахунковим шляхом. Розбіжність результатів не перевищує 12 %. Методика експерименту і приладове забезпечення дозволили визначати зусилля в елементах конструкції. Наприклад, максимальна поперечна сила, що діє на пальці вертикального шарніру рами від зусилля $F_{iz} = 56,9$ кН, дорівнює 45 кН (верхній палець) і 36 кН (нижній палець) при закладених у заводський розрахунок 69 кН.

ВИСНОВКИ

1. Існуючі мобільні джерела сейсмосигналів відрізняються різноманіттям конструкцій і розміщуються на різних транспортних засобах. За техніко-економічними показниками невибухові однокамерні сейсмоджерела мають переваги перед іншими варіантами подібних установок. У науковій літературі недостатньо розкрито питання дії випромінюваного імпульсу на навантаженість носія сейсмоджерела. Особливо гостро це питання постає при використанні неспеціалізованих транспортних засобів, для яких вертикальні ударні навантаження великої потужності не є типовими.

2. У дисертації подано теоретичне узагальнення і розв'язання нової наукової задачі, що полягає у визначенні закономірностей формування навантажень, які діють на колісний трактор при роботі встановленого на ньому однокамерного генератора сейсмичних сигналів невибухового типу, оснащеного автоматичною системою стабілізації положення випромінювача.

3. Побудована математична модель системи “колісний трактор – ОГСС – опорна поверхня” дозволяє досліджувати процес динамічного навантаження трактора, який подається полем вер-

тикальних прискорень, з урахуванням масових, жорсткісних і дисипативних характеристик ходової системи, підвісок двигуна і кабіни, несучої системи трактора, сейсмовипромінювача і ґрунту, параметри джерел зовнішніх збурень.

4. Розподіл вертикальних прискорень різних точок трактора, генератора імпульсів і закони їх зміни залежать від місця розташування точки, параметрів імпульсу, часу, типу випромінювача. У випадку найбільш важких варіантів навантаження пікові значення прискорень досягають $16,0g$ ($8,1g$) на кронштейні кріплення випромінювача. Для інших точок системи прискорення швидко зменшуються по мірі віддалення від джерела імпульсів: $4,0g$ ($1,88g$) – центр мас рами; $3,5g$ ($1,27g$) – кабіна; $2,3g$ ($0,9g$) – ДВЗ (наведені прискорення при дії пневматичних та електродинамічного (у дужках) випромінювачів). При цьому на сидінні оператора їх значення не перевищує $0,7g$, що є нижчим за нормативні показники.

5. Розроблений автоматичний стабілізатор положення робочої опори з раціональними параметрами, одержаними шляхом досліджень на основі побудованої його математичної моделі, дозволяє знизити динамічні навантаження, збільшити продуктивність і підвищити стійкість трактора на робочих режимах (допустимі похили опорної поверхні збільшуються з $0,087$ рад (5°) до $0,24$ рад (14°). Автоматична система має достатню швидкодію ($7\text{...}20$ с) і малу зону нечутливості ($0,0017\text{...}0,0052$ рад ($0,1\text{...}0,3^\circ$)).

6. Розроблена математична модель фізичних процесів у пневматичному випромінювачі і відома модель електродинамічного випромінювача дозволяють досліджувати вплив їх конструктивних та експлуатаційних параметрів на значення і тривалість силової дії на трактор. Тип сейсмоджерела впливає на динамічну навантаженість трактора. За силою і тривалістю дії на трактор перевагу мають електродинамічні випромінювачі, які, у той же час, поступаються пневматичним за рядом експлуатаційних показників. Вибрані раціональні значення параметрів випромінювачів забезпечують силовий імпульс у діапазоні $10\text{...}150$ кН. Його тривалість становить $5\text{...}12$ мс для електродинамічного випромінювача і $30\text{...}35$ мс – для пневматичного.

7. Встановлено, що внаслідок короткочасності дії імпульсів випромінювача вони не впливають на швидкість руху трактора при виконанні безперервного профілювання. Так, електродинамічний випромінювач викликає відхилення від початкового значення швидкості лише на $4,6 \cdot 10^{-3}$ м/с за час $0,01$ с, а пневматичний – на $16 \cdot 10^{-3}$ м/с за $0,03$ с.

8. Проведені за розробленими методиками експериментальні дослідження в лабораторних і польових умовах показали адекватність математичних моделей реальним системам і прийнятний збіг розрахункових й експериментальних результатів (найбільша розбіжність – до 12%). З їх допомогою були також визначені пружні і дисипативні характеристики деяких елементів розрахункової схеми.

9. Розрахункові й експериментальні дані показують, що при дії імпульсу з характеристиками з розглянутих діапазонів вертикальні прискорення робочого місця оператора не перевищують допустимих значень, однак близькі до них. Для створення більш сприятливих умов роботи оператора кращою є відома схема компоновки транспортного засобу з переднім розташуванням кабіни.

10. На підставі результатів виконаної роботи трактор Т-150К був рекомендований як носій однокамерних сейсмоджерел розглянутих типів, а виробник – Харківський тракторний завод – санкціонував його застосування. Теоретичні та експериментальні дані досліджень можуть бути використані при створенні спеціальної техніки, що працює в умовах імпульсного навантаження різної природи.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Бунятов Ч.С., Сергиенко Н.Е., Нечуйвигер Л.И. К вопросу повышения проходимости транспортных средств на отдельных труднопроходимых участках // Известия ВУЗов СССР. Нефть и газ. Азербайдж. ин-т нефти и химии. – Баку. – 1986. – № 11. – С. 74, 94. (здобувач запропонував нову конструкцію устаткування трактора).
2. Сергиенко Н.Е. Трактор Т-150К как объект исследования транспортной базы сейсмоисточника // Вестн. Харьк. политехн. ин-та. – №254: Конструирование и исследование тракторов. Вып.7. – 1988. – С. 7-10.
3. Сергиенко Н.Е. Обоснование схемы стабилизации опоры самоходной сейсмоустановки и определение кинематических зависимостей // Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье: Тр. Междунар. научн.- техн. конф.– Харьков. – 1997.–Ч.3. – С. 390-393.
4. Сергиенко Н.Е. Моделирование сигнала сейсмоизлучателя, действующего на трактор-тягач // Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье: Сб. научн. трудов ХГПУ. – Вып. 6: В 4-х частях. – Ч.2. – Харьков.– 1998. – С. 139-141.
5. Сергиенко Н.Е. Определение характеристик опоры трактора при работе с сейсмоизлучателем // Тракторная энергетика в растениеводстве. Сб. научн. тр. ХГТУСХ.– Харьков.– 1999. – С. 201-205.
6. Сергиенко Н.Е. Математическая модель пневматического излучателя генератора механических колебаний // Механіка та машинобудування.– 2000.– №1.– С.100-106.
7. Пясецкий В.В., Сергиенко Н.Е., Рулев В.Н., Малакей А.Н., Кузьменко Л.В. Обоснование параметров малогабаритных тракторов по потенциальным тяговым характеристикам // Механізація с.-г. виробництва. Вісник ХДТУСГ. Вип. 1. Харків. – 2000. – С. 75-79. (здобувач установив закономірності зв'язку між опором рухові, потужністю двигуна і масою трактора регульованого тягового класу).
8. Сергиенко Н.Е. Результаты экспериментальных исследований автомобилей и тракторов при работе с генераторами сейсмических колебаний // Вісник Кременчуцького держ. політехн. ун-ту. – 2002. – Вип.3(14). – С. 39-41.
9. Источник сейсмических сигналов: А.с. 1236395 СССР, МКИ G 01 V 1/157 / Н.Е. Сергиенко, Л.И. Нечуйвигер, М.Н. Коденко, Б.Г. Ваншельбойм, Е.И. Грива (СССР) - №3818766/24-25; Заявлено 30.11.84; Опубл. 07.06.86, Бюл. №21. – 4 с. ил. (здобувач розробив нову конструкцію самохідного ОГСС зі стабілізатором опори трактора).
10. Сергиенко Н.Е., Нечуйвигер Л.И. Исследование динамических нагрузок в элементах конструкции трактора Т-150К как транспортного средства сейсмоисточника // Тезисы докладов Все-

союз. научн.-техн. конф. “Совершенствование тракторных конструкций”. – Москва: НПО “НАТИ”. – 1985. – С.138. (здобувач виконав дослідження навантаженості трактора при роботі з електродинамічним ОГСС).

11. Сергиенко Н.Е., Коденко М.Н. Некоторые результаты математического моделирования нагруженности трактора Т-150К при воздействии сейсмоисточника // Тезисы докладов Всесоюз. научн.- практ. конф. “Совершенствование тракторных конструкций и узлов”. – Москва: НПО “НАТИ”. – 1987. – С.126. (здобувач на базі удосконаленої математичної моделі визначив навантаженість трактора при дії ударного імпульсу).

12. Коденко М.Н., Сергиенко Н.Е. К вопросу управления технологическим оборудованием // Тезисы докладов Всесоюз. научн. - техн. конф. “Пути и средства автоматизации управления машинно-тракторными агрегатами, предназначенными для работы в экстремальных условиях”. – Челябинск: ЧФ НАТИ. – 1988. – С. 67. (здобувач досліджував автоматизований стабілізатор опори трактора при дискретному і широтноімпульсному керуванні).

13. Коденко М.Н., Сергиенко Н.Е. Оценка влияния технологического оборудования на скорость движения трактора-тягача // Тезисы докладов Всесоюз. научн. - техн. конф. “Совершенствование тракторных конструкций и узлов – важнейшее направление укрепления материально-технической базы АПК”. – Москва: НПО “НАТИ”. – 1989. – С. 21-22. (здобувач визначив зміну лінійної швидкості трактора при впливі ОГСС).

14. Коденко М.Н., Сергиенко Н.Е., Коробанов Д.П. Стенд для исследования системы стабилизации положения технологического оборудования, размещаемого на тракторе-тягаче // Тезисы докладов Всесоюз. научн. - техн. конф. “Совершенствование тракторных конструкций и узлов – важнейшее направление укрепления материально-технической базы АПК”. – Москва: НПО “НАТИ”. – 1989. – С.22-23. (здобувач розробив нову конструкцію стенду і вимірювальний комплекс для дослідження положення опори трактора з ОГСС).

15. Ваншельбойм Б.Г., Коденко М.Н., Краснопольский М.Г., Сергиенко Н.Е. Исследование автомобиля при работе с вибрационным сейсмоисточником // Тезисы докладов 4-го всесоюзн. научн. техн. совещания “Динамика и прочность автомобиля”. – Москва: АН СССР, МАМИ. – 1990. – С.50. (здобувач досліджував навантаженість автомобіля).

АНОТАЦІЯ

Сергієнко М.Є. Закономірності формування навантажень на колісний трактор при імпульсних збуреннях сейсмоджерела. – Рукопис.

Дисертація на здобуття ученого ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.02 – Автомобілі і трактори. – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, 2003.

Визначено закономірності формування динамічної навантаженості колісного трактора при дії встановленого на ньому однокамерного імпульсного джерела сейсмічних збурень із системою стабілізації положення випромінювача. Розроблено програмне й експериментальне забезпечення пошуку раціональних конструктивних параметрів і характеристик системи стабілізації. Дослідження проведені на основі комплексної математичної моделі системи “колісний трактор – однокамерний генератор сейсмосигналів – опорна поверхня”. Подано результати стендових і натурних експериментів.

Ключові слова: колісний трактор, імпульсний вплив, інерційна навантаженість несучої системи, однокамерне сейсмоджерело, автоматичний стабілізатор опори, пневматичний і електродинамічний сеймовипромінювачі, натурні та модельні випробування.

АННОТАЦИЯ

Сергиенко Н.Е. Закономерности формирования нагрузок на колесный трактор при импульсных возмущениях сейсмоисточника. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.22.02 – Автомобили и тракторы. – Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, Харьков, 2003.

Диссертация посвящена вопросам исследования колесного трактора при использовании его в качестве носителя однокамерного сейсмоисточника. Целью работы является определение закономерностей формирования динамической нагруженности колесного трактора при действии установленного на нем однокамерного генератора сейсмических сигналов (ОГСС) с системой стабилизации положения излучателя, поиск рациональных конструктивных параметров установки.

Динамика системы “трактор – ОГСС – опорная поверхность” исследовалась на базе построенных расчетной схемы и комплексной математической модели. В расчетную схему основной системы входят осто́в трактора, двигатель с коробкой передач, ходовая часть, кабина, гидравлическая рабочая опора излучателя, излучатель и присоединенная масса грунта, упругие связи и демпфирующие элементы. Модель отображает основные физические свойства системы: массовые, жесткостные и диссипативные характеристики, величину и характер внешнего возмущения, законо-

мерности напряженно-деформированного состояния грунта. Она использует как линейные, так и нелинейные зависимости между элементами массива входящих в нее параметров и переменных, что предопределило применение численных методов решения задачи. Построены модели подсистем: стабилизации положения опоры излучателя, генератора сейсмических сигналов электродинамического или пневматического типов, опорной поверхности. Это позволяет рассматривать движения системы, возникающие в результате импульсного воздействия, во взаимосвязи с процессами формирования и изменения во времени ударной нагрузки. Оценка динамических нагрузок трактора представлена полем вертикальных ускорений.

Установлено, что при наибольших нагрузках значения пиковых ускорений узлов трактора и сидения оператора не превосходят регламентируемых значений ($16,0g$ – на кронштейне крепления излучателя; $4,0g$ – в центре масс рамы; $3,5g$ – на полу кабины; $2,3g$ – на блоке ДВС; $0,67g$ – на сидении оператора). Оценка влияния типа сейсмоисточника на динамическую нагруженность трактора показала, что по величине, длительности и уровню воздействия на трактор более предпочтительными являются электродинамические излучатели, которые однако уступают пневматическим по ряду показателей. На базе разработанных моделей пневматического и электродинамического излучателей определена связь их конструктивных и эксплуатационных параметров с величиной и длительностью силового воздействия на трактор. Излучатели обоих типов развивают силовой импульс в диапазоне $10 \dots 150$ кН. Его длительность составляет $5 \dots 12$ мс для электродинамического излучателя и $30 \dots 35$ мс – для пневматического. Требуемые значения этих параметров определяются условиями и задачами сейсмической разведки. Результаты исследований показывают, что при действии импульса с выбранными характеристиками вертикальные ускорения рабочего места оператора не превосходят допустимых значений, но близки к ним.

Ввиду малой длительности действия импульса излучателей скорость движения трактора при непрерывном профилировании геологического профиля изменяется незначительно. Действие на трактор электродинамического излучателя вызывает отклонение от исходного значения скорости лишь на $4,6 \cdot 10^{-3}$ м/с за время $0,01$ с, а пневматического – на $16 \cdot 10^{-3}$ м/с за $0,03$ с.

Разработанная методика моделирования системы “колесный трактор – ОГСС – опорная поверхность” позволяет исследовать нагруженность трактора как с учетом конструктивных и эксплуатационных показателей источника воздействия электродинамического или пневматического типа, так и по предложенной характеристике импульса.

Для уменьшения динамических нагрузок на трактор при излучении импульсного сейсмосигнала предложена и реализована в виде работоспособной конструкции оригинальная автоматизированная система стабилизации (стабилизатор) вертикального положения опоры колесного трактора Т – 150К. Проведенные исследования позволили определить ее эксплуатационные характеристики и установить их зависимости от конструктивных параметров. Использование системы

стабилизации положения опоры позволяет уменьшить поперечную нагрузку рамы трактора на 24 %, вследствие чего снижаются вертикальные ускорения рабочего места тракториста и узлов машины.

Проведенные экспериментальные исследования натурального образца подтвердили адекватность математических моделей, работоспособность установки.

Ключевые слова: колесный трактор, импульсное воздействие, инерционная нагруженность несущей системы, однокамерный сейсмоисточник, автоматический стабилизатор опоры, пневматический и электродинамический сейсмоизлучатели, натурные и модельные испытания.

ABSTRACT

Sergienko N.E. Regularities of formation of loadings on a wheel tractor at pulse indignation seismic-source. - Manuscript.

Dissertation for scientific degree of Candidate of Science (Technology) in Specialty 05.22.02 - Automobiles and Tractors. - Kharkiv National Automobile and Road University, Kharkiv, 2003.

The regularities of formation dynamic loading of a wheel tractor are determined at action of the single-chamber pulse source, established on it, seismic - indignation with system of stabilization of a rule source, is developed program and experimental supply of search of rational design data and characteristics of system. The researches are carried out on the basis of complex mathematical model of system „a wheel tractor - single-chamber generator seismic-signal - basic surface”, the results standing and skilled samples of experiments are submitted.

Keywords: a wheel tractor, pulse influence, inertial of carrying system, single-chamber seismic-source, automatic stabilizer of a support, pneumatic and electrodynamic seismic-radiate, nature and modeling tests.