

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ

ХОЛОДОВ МИХАЙЛО ПАВЛОВИЧ



УДК 629.3.017

**УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДІВ РОЗРАХУНКУ ДИНАМІКИ
ГАЛЬМУВАННЯ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ ТА ТРАКТОРНИХ ПОЇЗДІВ**

Спеціальність 05.22.02 – автомобілі та трактори

Автореферат
дисертації на здобуття
наукового ступеня кандидата технічних наук

Харків – 2015

Дисертацією є рукопис.

Роботу виконано в Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор
Подригало Михайло Абович,
Харківський національний автомобільно-дорожній
університет, завідувач кафедри технології
машинобудування і ремонту машин.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Самородов Вадим Борисович,
Національний технічний університет «Харківський
політехнічний інститут», завідувач кафедри автомобіле- і
тракторобудування

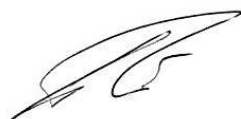
кандидат технічних наук, доцент
Третьак Віктор Михайлович,
Національний науковий центр «Інститут механізації та
електрифікації сільського господарства» НААН України,
завідувач відділу мобільної енергетики та нетрадиційних
видів палива.

Захист відбудеться “ 25 ” листопада 2015 р. о 12:00 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.059.02 при Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті за адресою: вул. Петровського, 25, м. Харків, Україна, 61002.

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

Автореферат розіслано “ 23 ” жовтня 2015 р.

Учений секретар
спеціалізованої вченої ради



В.М. Павленко

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Динамічний розподіл нормальних реакцій між колесами трактора і тракторного поїзда істотно впливає на ефективність гальмування і стійкість проти заносу трактора, і складання тракторного поїзда. При цьому уточнення перерозподілу нормальних реакцій між колесами дозволяє здійснити більш раціональний вибір розподілу гальмівних сил між осями. В існуючій літературі підхід до визначення нормальних реакцій на осях базується на тому положенні, що гальмівна сила на заблокованих і незаблокованих колесах завжди прикладена в плямі контакту з дорогою. Однак, як показали нещодавно проведені дослідження, при заблокованих колесах гальмівна сила дійсно прикладається в плямі контакту з дорогою, а при незаблокованих колесах прикладається на осі. Ця обставина вимагає перегляду основних положень теорії гальмування колісних машин і, в першу чергу, розподілу між осями гальмівних сил, які відповідають різним фазам руху машини з незаблокованими колесами, із заблокованими колесами однієї осі і всіма заблокованими колесами. Мова йде не тільки про одиночний трактор, а й про тракторний поїзд, де зазначені фактори проявляються в такій же мірі.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Роботу виконано:

– згідно з постановою Національної ради з питань безпеки життєдіяльності населення №3 від 25 грудня 1997 р. “Про відповідність вимогам охорони праці машин, транспортних засобів, обладнання, які виготовляються в Україні”. Дослідження проведено на кафедрі технології машинобудування і ремонту машин Харківського національного автомобільно-дорожнього університету і є складовою вирішення проблеми підвищення безпеки руху транспортних засобів;

– згідно з планом науково – дослідних робіт кафедри технології машинобудування і ремонту машин ХНАДУ за напрямом «Удосконалення динаміки гальмування колісних тракторів і тракторних поїздів з урахуванням динамічного розподілу нормальних реакцій між осями», номер державної реєстрації 0113U006486.

Мета й завдання дослідження. Метою дослідження є поліпшення динаміки гальмування колісних тракторів і тракторних поїздів шляхом вдосконалення методів вибору розподілу гальмівних сил між осями.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- провести теоретичне дослідження впливу динамічного розподілу нормальних реакцій між осями на гальмівні властивості колісного трактора;
- провести теоретичне дослідження впливу динамічного розподілу нормальних реакцій між осями на гальмівні властивості тракторного поїзда;
- провести експериментальні дослідження динаміки гальмування колісних тракторів і поїздів на їх базі.

Об'єкт дослідження – динаміка гальмування тракторів і тракторних поїздів.

Предмет дослідження – оцінка впливу динамічного розподілу нормальних реакцій між осями на ефективність гальмування і розподіл гальмівних сил між осями тракторів і тракторних поїздів.

Методи дослідження. В теоретичній частині використані класичні методи теоретичної механіки, математичного моделювання. В експериментальній частині методи електричних вимірювань механічних величин, статистичної обробки експериментальних даних.

Наукова новизна отриманих результатів:

- вперше досліджено ефект зниження гальмівної сили колісних тракторів при блокуванні задніх коліс і відсутності гальм на передніх колесах, що виникає за рахунок стрибкоподібного зниження сумарної нормальної реакції дороги на задніх колесах.

- отримала подальший розвиток теорія гальмування колісних тракторів і тракторних поїздів у напрямку вдосконалення методів визначення нормальних реакцій на колесах і розподіл гальмівних сил між осями;

- вдосконалено методи оцінки раціонального розподілу гальмівних сил між осями трактора і тракторного поїзда з урахуванням специфіки перерозподілу нормальних реакцій дороги при блокуванні і розблокуванні коліс, що супроводжуються зміною точок прикладання гальмівних сил;

Практичне значення отриманих результатів. Методика визначення показників ефективності гальмування колісних тракторів і поїздів на їх базі може бути використана при проектуванні нових машин. Уточнена методика визначення нормальних реакцій на осях трактора і тракторного поїзда і вибору раціонального розподілу гальмівних сил між осями, що дозволяє поліпшити показники гальмівних властивостей. Математична модель і комп'ютерна програма визначення раціонального розподілу гальмівних сил між осями і показників гальмівних властивостей в режимі реального часу. Методика визначення раціонального розподілу гальмівних сил між осями трактора та тракторного поїзда; методика проведення гальмівних випробувань трактора і тракторного поїзда з використанням мобільного реєстраційно-вимірювального комплексу на основі трикоординатних датчиків прискорень портативного комп'ютера використовуються АТ Харківським тракторним заводом при створенні нових колісних тракторів. Методика оцінки ефективності гальмування і стійкості проти заносу автомобільних і тракторних поїздів використовується Харківським НДІ судової експертизи імені засл. проф. М.С. Бокаріуса при аналізі причин виникнення ДТП.

Особистий внесок здобувача. Наукові результати досліджень, що виносяться на захист, отримані автором особисто в роботах [1 – 17]. У колективних роботах автор:

- оцінив вплив блокування коліс на ефективність гальмування колісних тракторів класичної компоновки [3,11];

- визначив раціональний розподіл гальмівних сил при значних величинах початкової кутової швидкості [4];

- визначив закони розподілу гальмівних сил між осями колісних тракторів класичної компоновки при різній черговості блокування коліс [5];

- визначив раціональний коефіцієнт постійного розподілу гальмівної сили на передню вісь колісного трактора [6];

- уточнив залежності коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями, бортами і окремими колесами колісних тракторів [7,12];

– отримав аналітичні вирази, що дозволяють визначити умови одночасного доведення до межі блокування коліс тракторного поїзда у складі колісного трактора і одноосного причепа [8];

– отримав залежності, що дозволяють проводити оцінку впливу розподілу загальної гальмівної сили між осями на показники ефективності гальмування і курсової стійкості тракторного поїзда [9,16];

– отримав аналітичні вирази, що дозволяють уточнити розподіл гальмівних сил між осями повнопривідної колісної машини при блокованому приводі передніх і задніх коліс в процесі гальмування [10,17];

Апробація результатів дисертації. Основні результати теоретичних і експериментальних досліджень доповідалися й обговорювалися на: VI міжнародній науково-практичній конференції “Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту”. (м. Вінниця, ВНТУ, 2013р.); V науково – практичній конференції «Наукове забезпечення службово-бойової діяльності внутрішніх військ МВС України». (м. Харків, Академія ВВ МВС України, 2013р.); науково-практичному семінарі “Актуальні проблеми технічного забезпечення внутрішніх військ МВС України”. (м. Харків, Академія ВВ МВС України, 2012р); сьомій, восьмій, дев’ятій та десятій наукових конференціях Харківського університету повітряних сил ім. Івана Кожедуба “Новітні технології – для захисту повітряного простору” (м. Харків, ХУПС ім. Івана Кожедуба, 2011, 2012, 2013, 2014 рр.).

Публікації. По матеріалах дисертаційної роботи опубліковано 17 наукових праць: 10 статей у спеціалізованих наукових виданнях, які входять до переліку МОН України, 1 – у виданні, що входить до міжнародної науко метричної бази, 1 – репрезентовано у електронному виданні, 7 тез доповідей на конференціях.

Обсяг і структура роботи. Дисертація складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел та додатку. Повний обсяг дисертації складає 153 сторінок, у тому числі 52 рисунки, 17 таблиць, список використаних джерел із 116 найменувань на 13 сторінках і 1 додаток на 2 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтована актуальність теми, сформульована мета, завдання, об’єкт і предмет досліджень, описано основні методи досліджень і зв’язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Викладено основні положення наукової новизни і практичної цінності, апробації й публікації результатів дисертації.

У першому розділі Здійснено аналіз стану питання. Проаналізовано наукові праці з проблеми дослідження. Розглянуто особливості процесу гальмування колісних тракторів; аспекти оцінки стійкості колісних тракторів при гальмуванні; розглянуто вплив розподіл гальмівних сил між осями і окремими колесами на гальмівні властивості колісних тракторів і тракторних поїздів; вплив зростання максимальних транспортних швидкостей на посилення вимог до гальмівних властивостей колісних тракторів і тракторних поїздів.

Аналіз відомих досліджень показав, що багато авторів допускають неточність при визначенні точки прикладання гальмівної сили на незаблокованих в процесі гальмування колесах, прикладаючи цю силу в плямі контакту коліс з дорогою. Це

впливає на оцінку параметрів гальмування колісних машин, оскільки впливає на розподіл гальмівних сил між осями. Особливо ця неточність позначається на динаміці гальмування колісних тракторів мають колеса відносно великого діаметра, а трактора класичної компоновки - ще й різницю між діаметром передніх і задніх коліс. Для тракторів класичної компоновки ця неточність, що допускається при аналізі гальмівної динаміки, призводить до значної похибки при оцінці показників ефективності гальмування.

У другому розділі виконано теоретичне дослідження впливу динамічного розподілу нормальних реакцій між осями на гальмівні властивості колісних тракторів.

На рис. 1 показано схему сил, діючих на трактор при гальмуванні. Вона відрізняється від існуючої тим, що на задніх гальмівних колесах гальмівна сила прикладена на осі колеса, а не в плямі контакту коліс з дорогою.

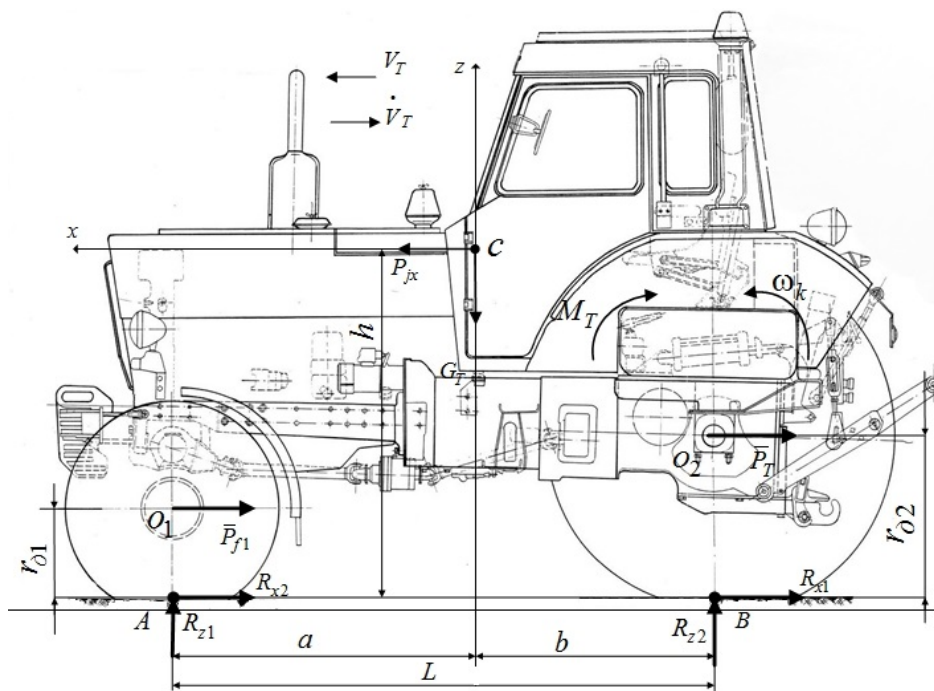


Рисунок 1 – Схема сил, діючих на трактор при гальмуванні

Гальмівний момент на колесах, як і дотична реакція R_x в контактні колеса з дорогою є зовнішніми зусиллями по відношенню до колеса і трактору. При блокуванні колеса гальмівний момент стає внутрішнім зусиллям, і для даного випадку, рівняння (1) справедливо. При незаблокованих в процесі гальмування колесах (рис. 1) момент M_{T2} і дотична реакція R_{x2} приводяться до гальмівної сили P_T , прикладеної до осі задніх коліс. У цьому випадку, складаючи рівняння рівноваги моментів відносно центру мас трактора, отримаємо

$$\sum M_c = R_{z1} \cdot a - R_{x1} \cdot (h - r_{o1}) - R_{z2} \cdot b - P_T (h - r_{o2}) = 0, \quad (1)$$

де L – поздовжня колісна база;

a – відстань від проекції передньої осі трактора до проекції центра мас на горизонтальну площину;

h – висота центру мас трактора;

R_{z1} – нормальна реакція дороги на передніх колесах.

Звідки визначимо R_{z2} , враховуючи, що $R_{z1} = G_T - R_{z2}$

$$R_{z2} = G_T \cdot \frac{a}{L} - P_T \cdot \frac{h - r_{\partial 2}}{L} - R_{x1} \cdot \frac{h - r_{\partial 1}}{L}, \quad (2)$$

де $r_{\partial 1}$, $r_{\partial 2}$ – динамічні радіуси передніх і задніх коліс, відповідно;

G_T – вага трактора;

R_{x1} – дотична реакція на передніх колесах трактора, обумовлена опором коченню передніх коліс,

$$R_{x1} = f \cdot R_{z1} = P_{f1}, \quad (3)$$

де f – коефіцієнт опору коченню передніх коліс;

P_{f1} – сумарний опір коченню передніх коліс.

Підставляючи (2) в (3) і враховуючи, що $R_{z1} = G_T - R_{z2}$, отримаємо:

$$R_{z2} = \frac{G_T \left(\frac{a}{L} - f \frac{h - r_{\partial 1}}{L} \right) - P_T \frac{h - r_{\partial 2}}{L}}{1 - f \frac{h - r_{\partial 1}}{L}}. \quad (4)$$

Нехтуючи величиною $f \frac{h - r_{\partial 1}}{L}$ (зважаючи на її відносну малу значимість), спростимо вираз (4)

$$R_{z2} = G_T \frac{a}{L} - P_T \frac{h - r_{\partial 2}}{L}. \quad (5)$$

При гальмуванні на межі блокування задніх коліс допустимо використовувати співвідношення

$$P_T = \varphi R_{z2}. \quad (6)$$

У цьому випадку рівняння (5) прийме вигляд

$$R_{z2} = G_T \frac{\frac{a}{L}}{1 + \varphi \frac{h - r_{\partial 2}}{L}}. \quad (7)$$

Максимальна можлива гальмівна сила, реалізована на межі блокування задніх коліс трактора, визначається після підстановки (7) у (6)

$$P_T = G_T \varphi \frac{\frac{a}{L}}{1 + \varphi \frac{h - r_{\partial 2}}{L}}. \quad (8)$$

Уповільнення трактора при гальмуванні на межі блокування задніх коліс

$$j_x'' = \frac{P_T}{G_T} g = \varphi g \frac{\frac{a}{L}}{1 + \varphi \frac{h - r_{\partial 2}}{L}} = m_x \varphi g. \quad (9)$$

Коефіцієнт використання зчіпної ваги трактора при гальмуванні на межі блокування задніх коліс

$$m_x = \frac{\frac{a}{L}}{1 + \varphi \frac{h - r_{\partial 2}}{L}} = \frac{\frac{a}{L}}{1 + \varphi \frac{h}{L} \left(1 - \frac{r_{\partial 2}}{h}\right)}. \quad (10)$$

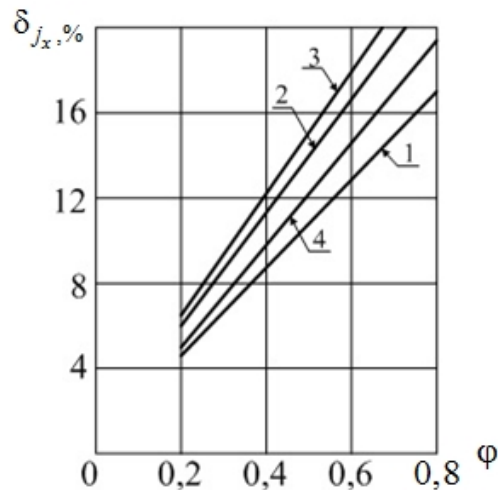
Відносне збільшення уповільнення трактора при підтримці задніх коліс трактора на межі блокування в порівнянні з варіантом блокованих задніх коліс

$$\delta_{j_x} = \left(\frac{j_x''}{j_x'} - 1 \right) 100\% = \frac{\frac{\varphi r_{\partial 2}}{L}}{1 + \varphi \frac{h - r_{\partial 2}}{L}} 100\%. \quad (11)$$

У таблиці 1 наведені геометричні параметри тракторів, використані при розрахунку характеристик, наведених на рис. 2. На рис. 2 наведені графіки залежностей $\delta j_x(\varphi)$ для декількох моделей колісних тракторів різних років випуску класичної компоновки (4К2а).

Таблиця 1 – Геометричні параметри аналізованих моделей тракторів

Модель трактора	Шини задніх коліс	h , м	L , м	$r_{\partial 2} = r_{cm2}^{*}$, м
Т – 16МГ	9,5-32	0,954	2,5	0,590
МТЗ – 80 / МТЗ – 80 Л	15,5 R38	0,805	2,37	0,730
МТЗ – 80 / МТЗ – 80 Л	18,4 L38	0,758	2,37	0,693
ХТЗ – 6021	12,4 R28	0,852	2,175	0,578
*) При розрахунках динамічний радіус заднього колеса приймався рівним статичному радіусу r_{cm2} .				



1 – самохідне шасі Т – 16МГ (шини 9,5-32); 2 – трактор МТЗ– 80 / МТЗ – 80л (шини 15,5 R38);
3 – трактор МТЗ – 80 / МТЗ – 80л (шини 18,4 L38); 4 – трактор ХТЗ – 6021 (шини 12,4 R28)

Рисунок 2 – Відносне збільшення уповільнення одиночного трактора при утриманні задніх коліс на межі блокування

Отримані результати дозволяють зробити висновок про необхідність поліпшення керованості гальмівних механізмів трактора, що має забезпечити водієві можливість більш плавного підведення задніх коліс до межі блокування. В даний час на колісних тракторах класичної компоновки (4К2а) класів 0,6 – 1,4 кН набули поширення закриті дискові гальма з кульковим розтискним механізмом, що володіють високою серводією і поганою керованістю. Це означає, що гальмування тракторів відбуваються з блокуванням задніх коліс і низькою ефективністю. Резервом підвищення ефективності гальмування зазначених тракторів (без установки гальмівних механізмів на передні колеса) є застосування на задніх колесах гальмівних механізмів прямої дії (без серводії).

У третьому розділі виконано теоретичне дослідження впливу динамічного розподілу нормальних реакцій між осями на гальмівні властивості тракторних поїздів. На рис. 3 показана розрахункова схема сил, що діють на тракторний поїзд при гальмуванні з незаблокованими колесами.

Для визначення зусилля в зчепленні ($P_{кр}$) необхідно розглянути кінетостатичну рівновагу трактора і причепа окремо (рис. 4).

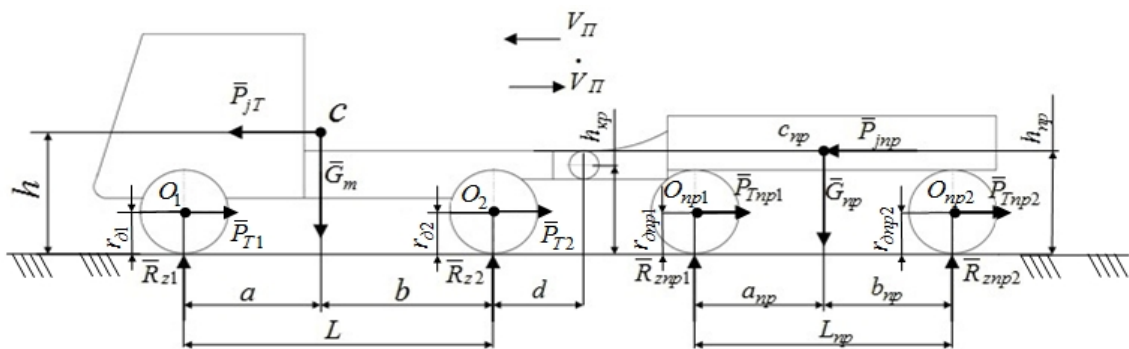


Рисунок 3 – Схема сил, діючих на тракторний поїзд при гальмуванні з незаблокованими колесами

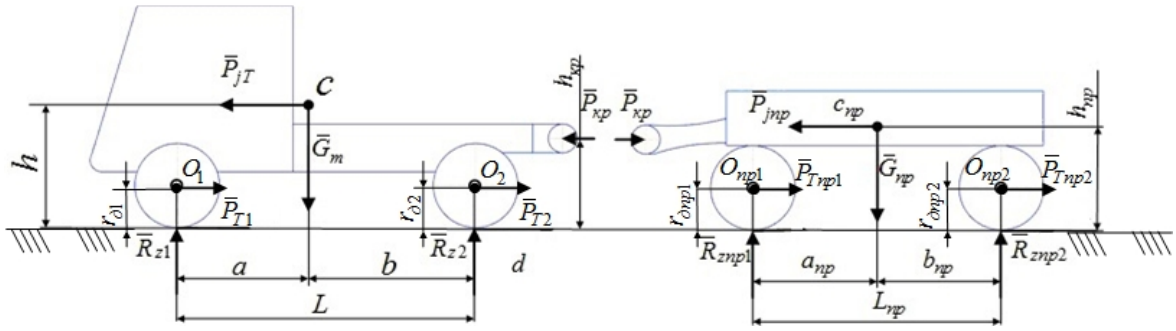


Рисунок 4 – Схема сил, діючих на ланки тракторного поїзда при гальмуванні без блокування коліс

Для визначення умови кінетостатичної рівноваги трактора в поздовжній площині складемо рівняння рівноваги моментів відносно точки O_1 і O_2

$$\sum M_{O_1} = P_{jT}(h - r_{\delta 1}) - G_T \cdot a + R_{z2} \cdot L - P_{T2}(r_{\delta 2} - r_{\delta 1}) + P_{кр}(h_{кр} - r_{\delta 1}) = 0; \quad (12)$$

$$\sum M_{O_2} = P_{jT}(h - r_{\delta 2}) + G_T \cdot b - R_{z1} \cdot L + P_{T1}(r_{\delta 2} - r_{\delta 1}) + P_{кр}(h_{кр} - r_{\delta 2}) = 0, \quad (13)$$

де a_{np}, b_{np} – відстань від передньої і задньої осей до проекції центра мас причепа;

d – горизонтальна координата положення з'єднувального шарніра ланок тракторного поїзда;

$h_{кр}$ – висота з'єднувального шарніра ланок тракторного поїзда;

L_{np} – поздовжня колісна база трактора і причепа відповідно;

$R_{znп1}, R_{znп2}$ – сумарні нормальні реакції дороги на передній і задній осях причепа;

$r_{\delta np1}, r_{\delta np2}$ – динамічні радіуси передніх і задніх коліс причепа;

P_{Tnp1}, P_{Tnp2} – гальмівні сили на передній, задній осях причепа;

P_{jT} – сила інерції трактора;

G_{np} – вага причепа;

P_{TP} – загальна гальмівна сила тракторного поїзда;

$P_{кр}$ – зусилля в зчепленні,

$$P_{кр} = \left(\beta_T - \frac{1}{1 + G_{np} / G_T} \right), \quad (14)$$

де β_{np}, β_T – коефіцієнти розподілу загальної гальмівної сили тракторного поїзда на гальма трактора і причепа відповідно.

Умови кінетостатичної рівноваги причепа в поздовжній площині відносно точки O_{np1} і O_{np2}

$$\sum M_{Onp1} = P_{jnp}(h_{np} - r_{\partial np1}) - G_{np} \cdot a_{np} + R_{znp2}L_{np} - P_{Tnp2}(r_{\partial np2} - r_{\partial np1}) - P_{kp}(h_{kp} - r_{\partial np1}) = 0; \quad (15)$$

$$\sum M_{Onp2} = P_{jnp}(h_{np} - r_{\partial np2}) + G_{np} \cdot b_{np} - R_{znp1}L_{np} + P_{Tnp1}(r_{\partial np2} - r_{\partial np1}) - P_{kp}(h_{kp} - r_{\partial np2}) = 0, \quad (16)$$

де P_{jnp} – сила інерції причепа.

Вертикальні реакції дороги на передній і задній осях трактора, передньої і задньої осей причепа (рис. 4)

$$R_{z1} = G_T \frac{b}{L} + P_{ТП} \left(\frac{\frac{h - h_{kp}}{L}}{1 + G_{np} / G_T} + \beta_1 \frac{h_{kp} - r_{\partial 1}}{L} + \beta_2 \frac{h_{kp} - r_{\partial 2}}{L} \right); \quad (17)$$

$$R_{z2} = G_T \frac{a}{L} - P_{ТП} \left(\frac{\frac{h - h_{kp}}{L}}{1 + G_{np} / G_T} + \beta_1 \frac{h_{kp} - r_{\partial 1}}{L} + \beta_2 \frac{h_{kp} - r_{\partial 2}}{L} \right); \quad (18)$$

$$R_{znp1} = G_{np} \frac{b_{np}}{L_{np}} + P_{ТП} \left(\frac{\frac{h_{np} - h_{kp}}{L_{np}}}{1 + G_T / G_{np}} + \beta_{np1} \frac{h_{kp} - r_{\partial np1}}{L_{np}} + \beta_{np2} \frac{h_{kp} - r_{\partial np2}}{L_{np}} \right); \quad (19)$$

$$R_{znp2} = G_{np} \frac{a_{np}}{L_{np}} - P_{ТП} \left(\frac{\frac{h_{np} - h_{kp}}{L_{np}}}{1 + G_T / G_{np}} + \beta_{np1} \frac{h_{kp} - r_{\partial np1}}{L_{np}} + \beta_{np2} \frac{h_{kp} - r_{\partial np2}}{L_{np}} \right). \quad (20)$$

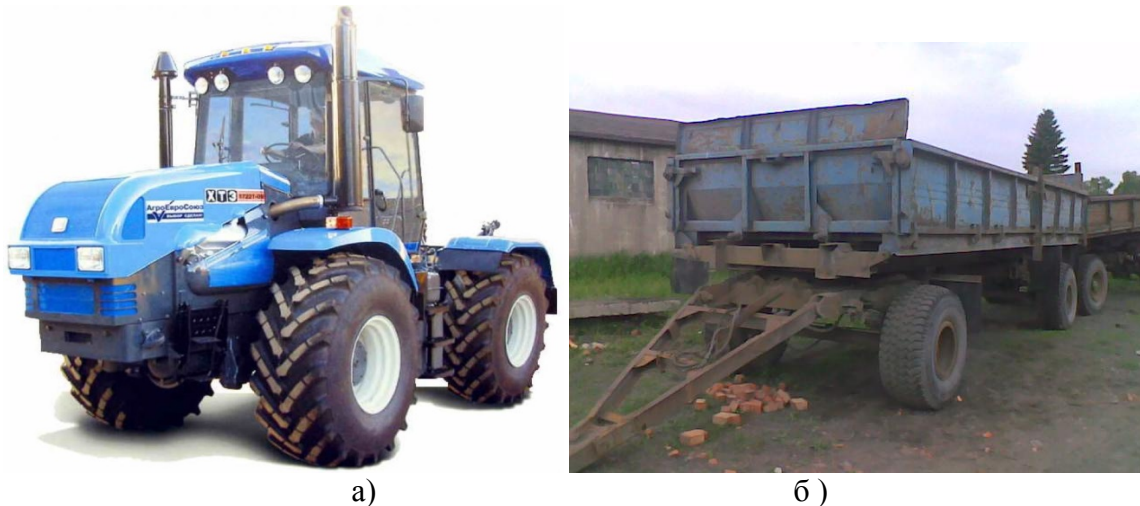
Отримані умови одночасного доведення до межі блокування всіх коліс тракторного поїзда

$$\begin{aligned} & \frac{\frac{a}{L}\beta_1 - \frac{b}{L}\beta_2}{\beta_1 \frac{h_{kp} - r_{\partial 1}}{L} + \beta_2 \frac{h_{kp} - r_{\partial 2}}{L} + \frac{h - h_{kp}}{L(1 + G_T / G_{np})}} = \\ & = \frac{\frac{a_{np}}{L_{np}}\beta_{np1} - \frac{b_{np}}{L_{np}}\beta_{np2}}{\beta_{np1} \frac{h_{kp} - r_{\partial np1}}{L_{np}} + \beta_{np2} \frac{h_{kp} - r_{\partial np2}}{L_{np}} + \frac{h_{np} - h_{kp}}{L_{np}(1 + G_T / G_{np})}}. \end{aligned} \quad (21)$$

Підбором параметрів β_1 , β_2 , β_{np1} , β_{np2} можна забезпечити одночасне доведення до межі блокування всіх коліс тракторного поїзда при заданому коефіцієнті зчеплення коліс з дорогою φ .

Розрахунок коефіцієнтів розподілу гальмівних сил між осями на прикладі колісного трактора з двохосьовим причепом.

На рис. 5 наведені фотографії колісного трактора ХТЗ – 17221 та одноосного причепа 2 – ПТС 12, для яких у таблиці 2 наведено вихідні параметри для розрахунку коефіцієнтів розподілу гальмівних сил між осями. У таблиці 3 наведені результати розрахунку коефіцієнтів розподілу гальмівних сил між осями.



а – трактор ХТЗ – 17221; б – причеп 2 – ПТС 12

Рисунок 5 – Загальний вигляд трактора ХТЗ – 17221 і причепа 2 – ПТС 12

Таблиця 2 – Технічні характеристики трактора ХТЗ – 17221 і причепа 2 – ПТС 12

Модель трактора	Шини		$r_{\partial_1} = r_{cm_1}, M =$ $= r_{\partial_2} = r_{cm_2}, M$	$G_T, \text{кг}$	$h, \text{м}$	$b, \text{м}$	$L, \text{м}$
	задні	передні					
ХТЗ – 17221	23,1R26	23,1R26	0,886	8900	1,095	1,800	2,86
Модель причепа	задні	передні	$= r_{\partial_{np1}} = r_{cm_{np1}} =$ $= r_{\partial_{np2}} = r_{cm_{np2}}, M$	$G_{np}, \text{кг}$	$h_{kp}, \text{м}$	$b_{np}, \text{м}$	$L_{np}, \text{м}$
2 – ПТС12	445/65R22.5	445/65R22.5	0,538	6496/12000	0,6	1,565	4.7

По запропонованій методиці визначення умов гальмування тракторного поїзда без блокування коліс і небезпеки появи складання зроблено розрахунок значень коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями трактора ХТЗ – 17221 з двохосьовим причепом 2 – ПТС 12 (табл. 3). На рис. 6 – 7 приведені графіки залежності коефіцієнтів β розподілу гальмівних сил від коефіцієнта φ зчеплення коліс з опорною поверхнею трактора ХТЗ – 17221 з двохосьовим причепом 2 – ПТС 12 повністю завантаженим і без вантажу.

Таблиця 3 – Розрахунок значень коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями трактора ХТЗ – 17221 з двохосьовим причепом 2 – ПТС 12

Модель трактора	β	ϕ							
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
ХТЗ – 17221 (з двохосьовим причепом без вантажу)	$\frac{\beta_1}{\beta_1 + \beta_2}$	0,636	0,643	0,651	0,659	0,666	0,673	0,679	0,688
	$\frac{\beta_{np1}}{\beta_{np1} + \beta_{np2}}$	0,350	0,367	0,384	0,402	0,419	0,438	0,454	0,471
	β_1	0,368	0,372	0,377	0,381	0,385	0,389	0,393	0,398
	β_2	0,21	0,206	0,202	0,197	0,193	0,189	0,185	0,18
	β_{np1}	0,148	0,155	0,162	0,17	0,177	0,185	0,192	0,199
	β_{np2}	0,274	0,267	0,259	0,252	0,245	0,237	0,23	0,223
ХТЗ – 17221 (з двохосьовим причепом повністю завантаженим)	$\frac{\beta_1}{\beta_1 + \beta_2}$	0,637	0,644	0,652	0,659	0,666	0,675	0,682	0,689
	$\frac{\beta_{np1}}{\beta_{np1} + \beta_{np2}}$	0,349	0,366	0,385	0,402	0,419	0,438	0,455	0,473
	β_1	0,271	0,274	0,278	0,281	0,284	0,287	0,29	0,293
	β_2	0,154	0,151	0,148	0,145	0,142	0,138	0,135	0,132
	β_{np1}	0,201	0,211	0,221	0,231	0,241	0,252	0,262	0,272
	β_{np2}	0,374	0,364	0,353	0,343	0,333	0,323	0,313	0,303

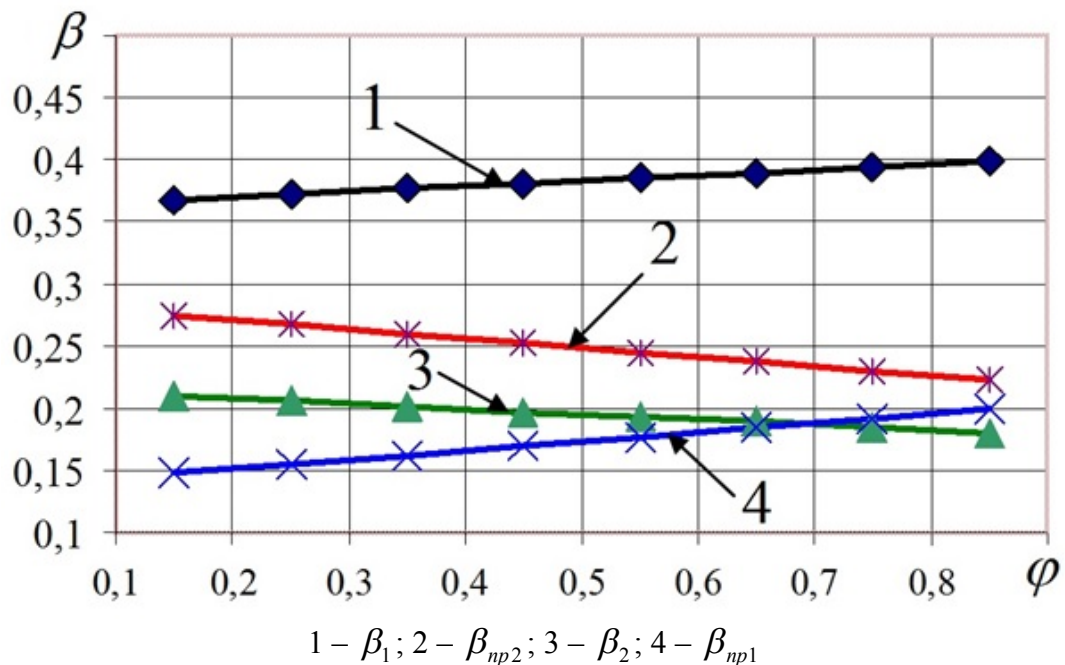


Рисунок 6 – Залежності коефіцієнтів β розподілу гальмівних сил від коефіцієнта ϕ зчеплення коліс з дорогою трактора ХТЗ – 17221 з двохосьовим причепом 2 – ПТС 12 (без вантажу)

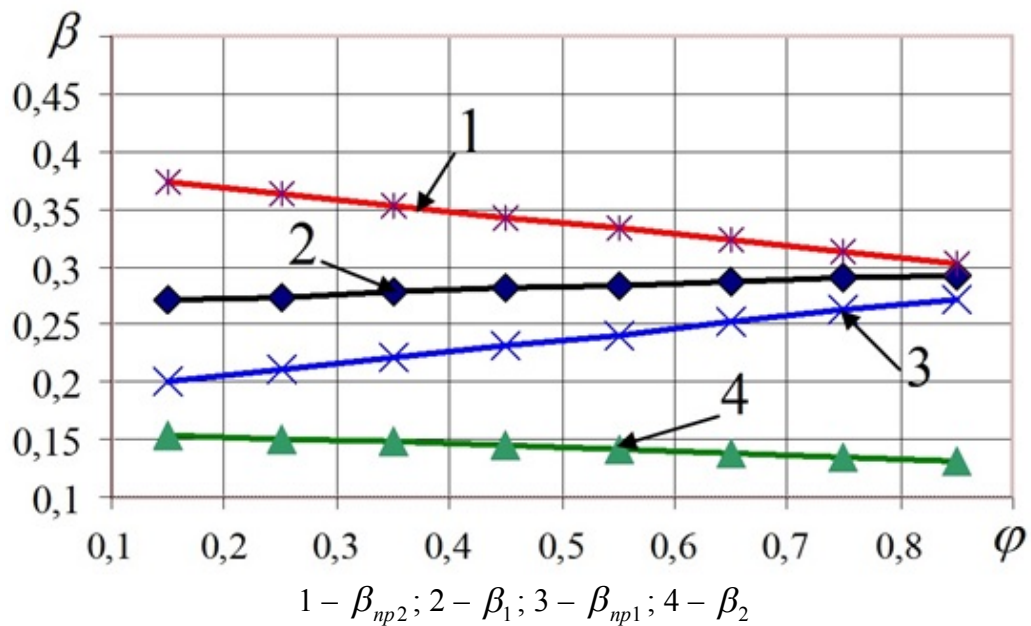


Рисунок 7 – Залежності коефіцієнтів β розподілу гальмівних сил від коефіцієнта φ зчеплення коліс з дорогою трактора ХТЗ – 17221 з двохосьовим причепом 2 – ПТС 12 (повністю завантаженим)

Отримані результати, наведені в табл. 3 і графіках на рис. 6, 7, дозволяють забезпечити найбільш ефективний розподіл гальмівних сил для тракторного поїзда ХТЗ – 17221 з двохосьовим причепом 2 – ПТС 12. Як для спорядженого, так без вантажу з точки зору збереження стійкості та ефективності гальмування у всьому діапазоні коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою.

У четвертому розділі наведені результати експериментальних досліджень динаміки гальмування колісних тракторів і поїздів на їх базі.

Програма експериментальних досліджень передбачала випробування колісних тракторів класичної компоновки мають гальмівні механізми тільки на задній осі, таких як «Володимирець» Т – 25, МТЗ – 80, Т – 16МГ, а так само колісного тракторного поїзда на базі трактора ХТА – 200 «Слобожанець» з двохосьовим причепом.

Метою експериментального дослідження було проведення порівняльної оцінки впливу блокування коліс на ефективність гальмування і стійкості при гальмуванні колісних тракторів, а також підтвердження теоретичних результатів з оптимізації розподілу гальмівних сил між осями трактора і причепа.

У процесі випробувань виконувався цикл гальмувань трактора і тракторного поїзда (у складі двохосьового причепа без вантажу) на рівній, прямолінійній, горизонтальній ділянці шляху з асфальтним покриттям. Гальмування здійснювалися від максимальних швидкостей.

Для реєстрації даних під час випробувань тракторів використано мобільний вимірювально-реєстраційний комплекс (рис. 8), розроблений на кафедрі ТМ і РМ ХНАДУ. Він складається з двох давачів прискорень Freescale Semiconductor моделі MMA7260QT, а також ЕОМ для зняття й архівації даних.

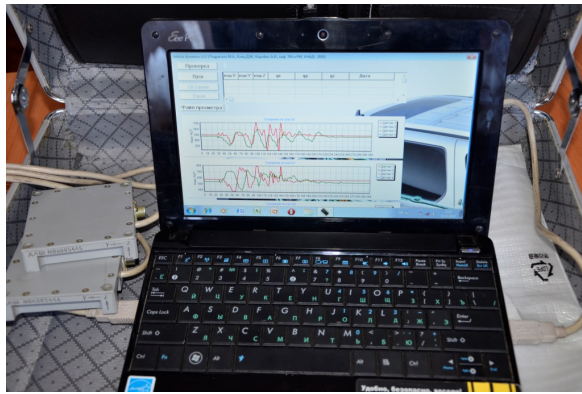


Рисунок 8 – Мобільний реєстраційно-вимірювальний комплекс, розроблений на кафедрі ТМ і РМ ХНАДУ

В процесі гальмування за допомогою мобільного реєстраційно-вимірювального комплексу реєструвалися наступні параметри: початкова швидкість гальмування; час гальмування; прискорення по осі OX (для переведення у поздовжні прискорення a_x); прискорення по осі OZ (для переведення у вертикальні прискорення a_z).

Аналіз графіків, наведених на рис. 9 показує що в процесі гальмування у колісного трактора МТЗ – 80, який має гальма тільки на задній осі, після натискання на педаль гальма різко зростає уповільнення. Але протягом 1–2 с. відбувається блокування задніх гальмівних коліс. Це супроводжується різким (стрибкоподібним) збільшенням кутового прискорення, і уповільнення помітно знижується на величину Δj .

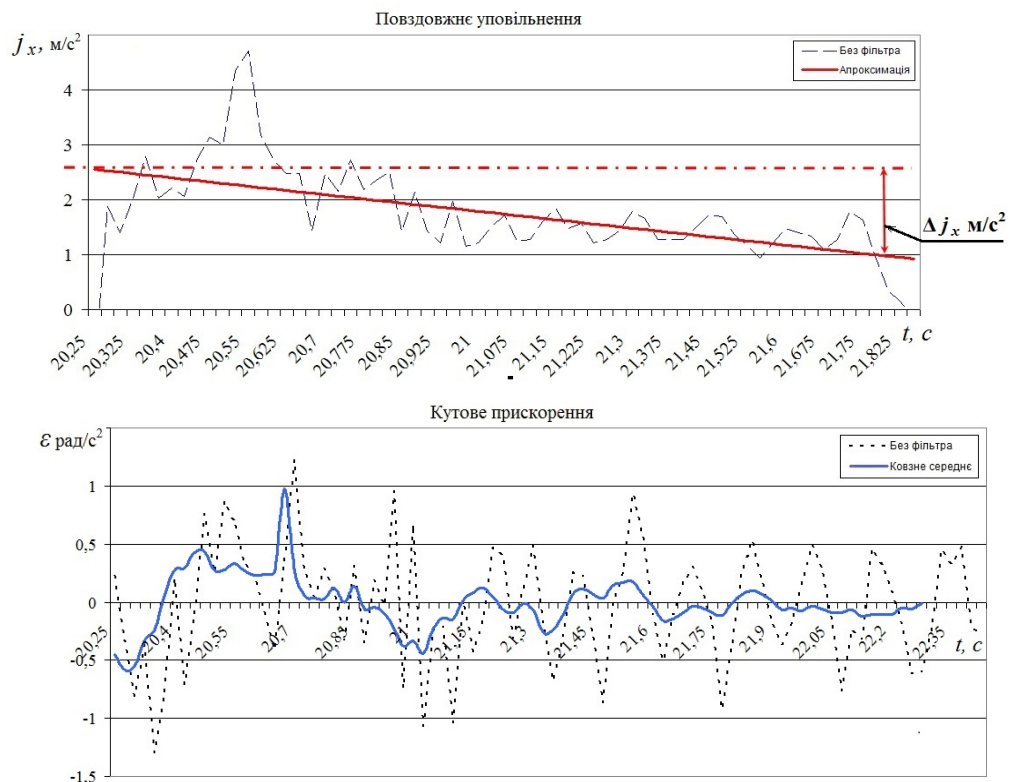


Рисунок 9 – Кутове прискорення і поздовжнє уповільнення трактора МТЗ – 80

Аналіз графіка наведеного на рис. 10 показує, що в процесі гальмування тракторного поїзда у складі колісного трактора «Слобожанець» ХТА – 200 та двохосьового причепа 2 – ПТС 12 після натискання на педаль гальма не відбувається блокування коліс. Плавно зростає уповільнення і залишається на середньо встановленій величині, що відповідає теоретично отриманими результатам.

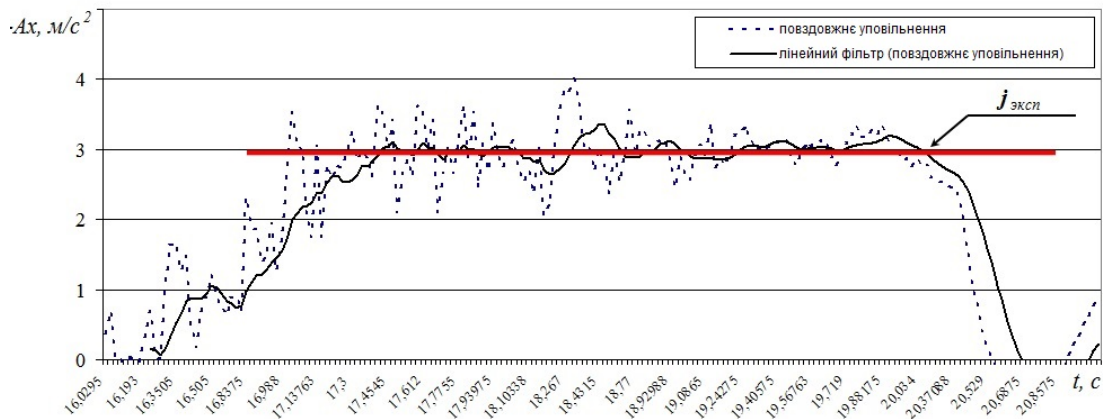


Рисунок 10 – Поздовжнє уповільнення тракторного поїзда «Слобожанець» ХТА – 200

В табл. 4 и 5 наведена оцінка відповідності отриманих розрахункових і експериментальних величин падіння уповільнення досліджуваних тракторів.

Таблиця 4 – Оцінка адекватності отриманих результатів колісних тракторів класичної компоновки

Уповільнення	Модель трактора		
	T-16МГ	Владимирец Т-25	МТЗ-80
$\overline{\Delta j_{\text{експ}}}$, м/с ²	0,86	0,83	1,03
$\Delta j_{\text{расч}}$, м/с ²	0,782	0,792	0,973
Δj , %	9,96	4,79	5,88

Таблиця 5 – Оцінка адекватності отриманих результатів тракторного поїзда

Модель трактора	$j_{\text{расч}}$	$\overline{j_{\text{експ}}}$	j , %	$t_{\text{расч}}$, с	$\overline{t_{\text{експ}}}$, с	t , %
Слобожанець ХТА-200	3,398	3	9,17	3,3	3,3	9,56

Розбіжність експериментальних і розрахункових значень пов'язана з власною похибкою чутливих елементів реєстраційно-вимірювального комплексу (до 1%), та похибкою їх установки. Аналіз табл. 4 – 5 показує, що розбіжність між результатами теоретичних і експериментальних досліджень не перевищує 10%, і розбіжності між результатами теоретично отриманих даних моделювання динаміки гальмування тракторного поїзда у складі колісного трактора «Слобожанець» ХТА – 200 та двохосьового причепа 2 – ПТС 12 та експериментальних також не перевищує 10%.

ВИСНОВКИ

1. Аналіз відомих методів оцінки показників динаміки гальмування при одномасовій моделі трактора і двомасовій моделі тракторного поїзда призводить до похибок, обумовленим вибором точки прикладання гальмівних сил на незаблокованих (обертових) колесах не на їх осях, а в плямах контакту з дорогою.

2. Встановлено, що при використанні двомасової динамічної моделі трактора класичної компоновки зі зміщенням до задньої осі центром мас і гальмами тільки на задніх колесах, які знаходяться на межі блокування, максимальне прискорення вище на 39 % – 49 % ніж при блокуванні задніх коліс. У разі рівності коефіцієнтів зчеплення з дорогою незаблокованих і блокованих коліс вказане збільшення складе 16 % – 20 % за рахунок збільшення нормального навантаження на задні (гальмівні) колеса. Резервом поліпшення показників гальмівної динаміки колісних тракторів є застосування дискових гальм без серводії, що забезпечують більш плавне, в порівнянні з іншими відомими типами гальм, підведення коліс до межі блокування.

3. Використання трьохмасової моделі гальмування одиночних колісних тракторів з усіма гальмівними колесами показало, що раціональний розподіл гальмівних сил між осями, що забезпечує випереджаюче блокування передніх коліс в усьому можливому діапазоні коефіцієнтів зчеплення, становить наприклад, для тракторів ХТЗ – 6021 коефіцієнт постійного розподілу гальмівної сили на передню вісь має становити величину 0,653.

4. Розподіл гальмівних сил істотно не впливає на показники динамічної стійкості трактора при заносі. Запропонована функціональна залежність, яка дозволяє реалізувати регулювання розподілу гальмівних сил між осями, що забезпечує зменшення до початкового кутового прискорення трактора в площині дороги.

5. Отримані аналітичні вирази дозволяють визначити сумарні нормальні реакції на осях тракторного поїзда, реакції в з'єднувальному шарнірі ланок тракторного поїзда, реакції в з'єднувальному шарнірі тракторного поїзда, а також - граничні уповільнення, які відповідають моменту блокування коліс будь - якої з осей при незаблокованих колесах інших осей .

Використання зазначеної математичної моделі на прикладі тракторних поїздів ХТЗ – 17221+2ПТС 12 і ХТЗ – 17221 + 1ПТС 9 показано, що за відсутності блокування коліс коефіцієнт розподілу гальмівної сили на передню вісь трактора має становити не менше 0,58, що забезпечує ефективне гальмування і стійкість тракторного поїзда при всіх вагових загрузках причепів і значеннях коефіцієнтів зчеплення коліс з дорогою.

6. Результати проведеного моделювання гальмування тракторних поїздів ХТЗ – 17221 + 2 – ПТС 12 і ХТЗ – 17221 + 1 – ПТС 9 в режимі реального часу показали, що для забезпечення стійкості і найменшого гальмівного шляху при всіх вагових загрузках причепа і коефіцієнті зчеплення, який знаходиться в межах $[0,2; 0,8]$ частка загальної гальмівної сили, яка припадає на передню вісь трактор повинна становити 0,54 від загальної гальмівної сили трактора, а частка гальмівної сили, яка припадає на причіп, 0,56 від загальної гальмівної сили тракторного поїзда.

7. Проведені експерименти підтвердили результати теоретичного дослідження, що полягають в тому, що при блокуванні задніх коліс тракторів класичної компоновки відбувається одночасно різке зниження уповільнення, що супроводжується кутовим прискоренням в поздовжній площині, що свідчить про зменшення нормального навантаження на задні колеса. Визначено, що величини падіння уповільнення, отримані експериментально, складає для трактора Т – 16МГ – $0,86 \text{ м/с}^2$, МТЗ – 80 – $1,03 \text{ м/с}^2$, «Володимирець» Т – 25 – $0,83 \text{ м/с}^2$. Збіжність теоретичних та експериментальних результатів досліджень становить для трактора Т–16МГ–9,96 %, МТЗ–80–5,88%, «Володимирець» Т–25 – 4,7 9%.

8. Результати експериментального дослідження тракторного поїзда в складі трактора «Слобожанець» ХТА200+2–ПТС 12 підтвердили отримані теоретичні результати, що стосуються раціонального вибору розподілу гальмівних сил між осями за критеріями ефективності гальмування і стійкості руху. Тракторний поїзд, у якого відсутні гальма на причепі, зберігає стійкість при рівному розподілі гальмівних сил між осями (теоретичне значення коефіцієнта стійкості) і при уповільненні тракторного поїзда було не нижче нормативного

9. Результати дисертаційної роботи використовуються АТ «Харківський тракторний завод», Харківським НДІ судової експертизи імені Засл. проф. М.С. Бокаріуса Міністерства юстиції України.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Холодов М.П. Моделирование динамики торможения трактора с одноосным прицепом / М.П. Холодов // Вісник Національного технічного університету «ХПІ» Автомобіле та тракторобудування – Харків, 2014. – № 46. – С. 33 – 39.
2. Холодов М.П. Моделирование динамики торможения трактора с двухосным прицепом / М.П. Холодов // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Технічні науки. «Механізація сільськогосподарського виробництва». – 2014. – Вип. 107. – С. 286 – 295.
3. Подригало М.А. Влияние блокировки колес на эффективность торможения колесных тракторов классической компоновки / М.А. Подригало, Б.В. Савченков, М.П. Холодов // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Технічні науки. «Механізація сільськогосподарського виробництва». – 2011. – Вип. 107. – С. 22 – 30.
4. Подригало М.А. Влияние распределения тормозных сил между осями на устойчивость колесных машин при заносе / М.А. Подригало, М.П. Холодов // Ученые записки крымского инженерно-педагогического университета. Технические науки. – Симферополь, 2011, Вып 29. – С. 11 – 16.
5. Подригало М.А. Выбор распределения тормозных сил между осями колесных тракторов / М.А. Подригало, В.П. Волков, В.Н. Павленко, М.П. Холодов // Вісник східноукраїнського національного університету ім. Володимира Даля. Науковий журнал. – 2011. – № 6 (160). – С. 6 – 16.
6. Подригало М.А. Использование сцепного веса и рациональное распределение тормозных сил между осями колесных машин / М.А. Подригало, М.П. Холодов //

Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов.– Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2011, Вып. 29.– С. 62 – 67.

7. Подригало М.А. Потенциальные сцепные возможности при торможении колесных тракторов с балансирной подвеской переднего моста / М.А. Подригало, М.П. Холодов // Новітні технології. Наукові розробки. Аналіз. Вісник Донецької академії автомобільного транспорту, 2011. – № 3. – С. 75–83.
8. Подригало М.А. Торможение трактора с одноосным прицепом без блокирования колес / М.А. Подригало, М.П. Холодов // Механіка та машинобудування. Транспортне машинобудування. Науково-технічний журнал. – Харків. НТУ ХПІ, 2012. – № 2. – С. 144 – 152.
9. Подригало М.А. Торможение трактора с двухосным прицепом без блокирования колес / М.А. Подригало, М.П. Холодов // Ученые записки крымского инженерно-педагогического университета. Технические науки. – Симферополь, 2013, Вып 40. – С. 23 – 28.
10. Подригало М.А. Новое в теории эксплуатационных свойств автомобиля / М.А. Подригало, Д.М. Клец, Н.Н. Потапов М.П. Холодов // Міжвузівський збірник. Наукові нотатки. – Луцьк, 2014. – Вып. 46. – С. 421 – 430.
11. Подригало М.А. Динаміка гальмування колісних тракторів / М.А. Подригало, М.П. Холодов // Новітні технології – для захисту повітряного простору: сьома наукова конференція Харківського університету повітряних сил ім. Івана Кожедуба, 13-14 квітня 2011р.: тези доповідей. – Харків, 2011. – С. 189 –190.
12. Подригало М.А. Определение потециальных сцепных возможностей при торможении колесных тракторов с балансирной подвеской переднего мотса / М.А. Подригало, М.П. Холодов // Актуальні питання технічного розвитку, удосконалення та експлуатації озброєння та військової техніки у внутрішніх військах МВС України: науково-практичний семінар Академія ВВ МВС України, 25 квітня 2012р.: тези доповідей. – Харків, 2012. С. 35 – 36.
13. Холодов М.П. Исследование процесса торможения колесного тактора с двухосным прицепом без блокирования колес / М.П. Холодов // Новітні технології – для захисту повітряного простору: восьма наукова конференція Харківського університету повітряних сил ім. Івана Кожедуба, 18-19 квітня 2012р.: тези доповідей. – Харків, 2012. – С. 225.
14. Холодов М.П. Результаты моделирования динамики гальмування колісного трактора з одновісним причепом без блокування коліс / М.П. Холодов // Новітні технології – для захисту повітряного простору: дев'ята наукова конференція Харківського університету повітряних сил ім. Івана Кожедуба, 18 – 19 квітня 2013р.: тези доповідей. – Харків, 2013. – С. 238.
15. Холодов М.П. Результаты моделирования динамики гальмування тракторного поїзда / М.П. Холодов // Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту: міжнародна науково – практична конференція Вінницького національного технічного університету, 21 – 23 жовтня 2013р.: тези доповідей – Вінниця, 2013. – С. 65 – 66.
16. Подригало М.А. Результаты моделирования динамики гальмування тракторного поїзда / М.А. Подригало, М.П. Холодов // Актуальні питання технічного розвитку, удосконалення та експлуатації озброєння та військової техніки у

внутрішніх військах МВС України: науково-практичний семінар Академія ВВ МВС України, 28 березня 2013р.: тези доповідей. – Харків, 2013. С. 87 – 88.

17. Подригало М.А. Особенности торможения колесной машины при жесткой кинематической связи в приводе передних и задних колес / М.А. Подригало, Н.Н. Потапов, М.П. Холодов // Новітні технології – для захисту повітряного простору: десята наукова конференція Харківського університету повітряних сил ім. Івана Кожедуба, 9 – 10 квітня 2014р.: тези доповідей. – Харків, 2014. – С. 212.

АНОТАЦІЯ

Холодов М.П. Удосконалення методів розрахунку динаміки гальмування колісних тракторів і тракторних поїздів. На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.02 - автомобілі та трактори. - Харківський національний автомобільно-дорожній університет Міністерства освіти і науки України, Харків, 2015.

Дисертація присвячена питанням підвищення ефективності гальмування колісних тракторів та тракторних поїздів шляхом вдосконалення методів вибору розподілу гальмівних сил між осями.

Уточнені методи визначення нормальних реакцій на осях трактора і тракторного поїзда і вибору раціонального розподілу гальмівних сил між осями, що дозволяє поліпшити показники гальмівних властивостей.

Розроблено методику визначення показників ефективності гальмування колісних тракторів і поїздів на їх базі; методика визначення раціонального розподілу гальмівних сил між осями трактора і тракторного поїзда.

Запропоновано математичну модель, алгоритм розрахунку та комп'ютерну програму визначення раціонального розподілу гальмівних сил між осями і показників гальмівних властивостей в режимі реального часу.

Отримані результати використовуються АТ Харківським тракторним заводом при створенні нових колісних тракторів. Методика оцінки ефективності гальмування і стійкості проти заносу автомобільних і тракторних поїздів використовується Харківським НДІ судової експертизи імені Бокаріуса при аналізі причин виникнення ДТП.

Ключові слова: трактор, тракторний поїзд, динаміка гальмування, розподіл гальмівних сил, стійкість, уповільнення, коефіцієнт зчеплення, розподіл нормальних реакцій.

АННОТАЦИЯ

Холодов М.П. Совершенствование методов расчета динамики торможения колесных тракторов и тракторных поездов. – На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.22.02 – автомобили и тракторы. – Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет Министерства образования и науки Украины, Харьков, 2015.

Диссертация посвящена вопросам повышения эффективности торможения колесных тракторов и тракторных поездов, путем совершенствования методов выбора распределения тормозных сил между осями.

Уточнены методы определения нормальных реакций на осях трактора и тракторного поезда, и выбора рационального распределения тормозных сил между осями, что позволяет улучшить показатели тормозных свойств.

Разработана методика определения, показателей эффективности торможения колесных тракторов и поездов на их базе; методика определения рационального распределения тормозных сил между осями трактора и тракторного поезда; методика оценки эффективности торможения и устойчивости против заноса тракторных поездов.

Предложена математическая модель, алгоритм расчета и компьютерная программа определения рационального распределения тормозных сил между осями и показателей тормозных свойств в режиме реального времени.

Исследован эффект снижения тормозной силы колесных тракторов при блокировании задних колес и отсутствии тормозов на передних колесах, возникающий за счет скачкообразного снижения суммарной нормальной реакции дороги на задних колесах.

Проведенные эксперименты подтвердили результаты теоретического исследования, заключающиеся в том, что при блокировке задних колес тракторов классической компоновки происходит одновременно резкое снижение замедления, сопровождающееся угловым ускорением в продольной плоскости, что свидетельствует об уменьшении нормальной нагрузки на задние колеса.

Результат экспериментального исследования тракторного поезда в составе трактора «Слобожанец» ХТА200+2 – ПТС 12 подтвердились полученные теоретические результаты, касающиеся рационального выбора распределения тормозных сил между осями по критериям эффективности торможения и устойчивости движения.

Полученные результаты используются АО «Харьковский тракторный завод» при создании новых колесных тракторов. Методика оценки эффективности торможения и устойчивости против заноса автомобильных и тракторных поездов используется Харьковским НИИ судебной экспертизы имени Бокариуса при анализе причин возникновения ДТП.

Ключевые слова: трактор, тракторный поезд, динамика торможения, распределение тормозных сил, устойчивость, замедление, коэффициент сцепления, распределение нормальных реакций.

ABSTRACT

M. Kholodov. Improving methods to calculate braking dynamics of wheeled tractors and tractor trains. – Manuscript.

Thesis for the Candidate of Engineering Sciences degree in specialty 05.22.02 – automobiles and tractors. – Kharkiv National Automobile and Highway University, the Ministry of Education and Science of Ukraine, Kharkiv, 2015.

The thesis is devoted to the problem of increasing brake holding ability of wheeled tractors and tractor trains by means of improving the method for choosing the brake force distribution between the axles.

There were specified methods of determining normal reactions on the axles of the tractor and the tractor train, and choosing the rational distribution of braking forces between the axles, which allows improving braking characteristics.

The method for determining the brake holding ability parameters for wheeled tractors and trains on their basis was developed as well as the method to determine rational distribution of braking forces between the axles of the tractor and the tractor train.

The mathematical model, calculation algorithm and computer program to determine rational distribution of braking forces between the axles and braking characteristics in real time was suggested.

The results obtained are applied by JSC “Kharkiv Tractor Plant” at developing new models of wheeled tractors. The method for estimating brake holding and anti-skidding ability of tractors and tractor trains is used by Kharkiv Research Institute of Forensic Examinations named after M. S. Bokarius at analyzing reasons of car accidents.

Key words: tractor, tractor train, braking dynamics, distribution of braking forces, stability, decreasing speed, adhesion coefficient, distribution of normal reaction.

