

I. А. Мармут¹
В. А. Кашканов²
В. О. Зуєв¹

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ СИЛОВОЇ ВЗАЄМОДІЇ ТРИВІСНОГО АВТОМОБІЛЯ ЗІ СТЕНДОМ З ОДИНОЧНИМИ РОЛИКАМИ

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет

²Вінницький національний технічний університет

У статті розглянуті питання моделювання умов для отримання діагностичної інформації про складні об'єкти. Як приклад розглянута перевірка гальмівних та тягових властивостей тривісних вантажних автомобілів на роликовому стенді.

Як показують багато досліджень, зокрема, які проводилися на кафедрі технічної експлуатації і сервісу автомобілів ХНАДУ (ХАДІ), інерційні стенди дають більш достовірну інформацію про технічний стан автомобіля. Такі стенди дозволяють відтворити реальні швидкісні і теплові режими роботи гальм. Для підвищення точності діагностування автомобіля на роликовому стенді необхідно мати уявлення про характер взаємодії коліс автомобіля з роликами.

Дослідження кочення коліс візка тривісного автомобіля по роликах стенда виконувалися на кафедрі технічної експлуатації автомобілів ХНАДУ. Однак всі ці дослідження проводилися на двохосьових стендах, де кожне колесо візка спирається на пару роликів. Для того, щоб виключити проковзування колеса, рекомендується часткове гальмування, тобто режим, коли створюють часткове зусилля на педалі (або тиск) в системі. В результаті розвивається неповна гальмівна сила в гальмівних механізмах (або уповільнення досягає якоїсь часткової величини від повного). Необхідно проаналізувати можливості реалізації на роликовому стенді повних режимів перевірки гальм за рахунок вдосконалення компоновальної і геометричної схеми стенда.

Розроблено силову модель системи взаємодії автомобіля зі стендом з урахуванням конструктивних особливостей стенда і особливостей конструкції підвіски тривісного автомобіля. Силова модель такої системи містить у собі рівняння рівноваги кузова і двох мостів, а також рівняння руху роликів і коліс автомобіля. За результатами аналізу чинних сил в системі «автомобіль-стенд» визначено коефіцієнти використання навантаження q при гальмівних випробуваннях тривісного автомобіля, а також проаналізовано поведінку стійкості автомобіля.

Отримані результати досліджень дозволили вдосконалити теорію взаємодії коліс тривісних автомобілів з одиночними роликами діагностичного стенда.

Ключові слова: роликовий стенд, тривісний вантажний автомобіль, силова взаємодія автомобіля зі стендом з одиночними роликами, коефіцієнт використання навантаження.

Вступ

Роликові стенди для перевірки тривісних автомобілів (ТА) з'явилися понад п'ятдесят років тому, коли ще не було усталених конструкцій самих ТА. Відомі основні конструктивні схеми стендів для перевірки ТА представлені на рис. 1. Тут q – коефіцієнт використання навантаження.

По взаємному розташуванню роликів розрізняють стенди симетричної і несиметричної схем. При установці роликів на одній висоті схему називають симетричною. Якщо ж передній і задній ролик кожної пари розташовані в різних рівнях, схема називається несиметричною [1]. Як показують багато досліджень, інерційний метод перевірки дає найбільш достовірну інформацію про технічний стан автомобіля. Це стосується, перш за все, параметрів, що визначають точність моделювання на стенді реальних швидкісних і теплових режимів [2–9].

Мета дослідження. Проаналізувати особливості перевірки гальмівних і тягових властивостей тривісних автомобілів на стендах, а також силову взаємодію коліс автомобіля з одиночними роликами стенда під час перевірки в гальмівному і тяговому режимах.

Результати дослідження

1. Особливості силової взаємодії коліс тривісного автомобіля з роликами стенда.

При перевірці на роликовому стенді особливий інтерес представляє взаємодія зі стендом коліс візка ТА. Запропонована робоча гіпотеза: необхідні значення гальмівних сил можна отримати за рахунок раціонального вибору геометричної схеми стенда, використовуючи особливості підвіски візка тривісного автомобіля. Для визначення залежності q від різних параметрів автомобіля стенда була

розроблена математична модель взаємодії системи «автомобіль-стенд». Взаємодію переднього колеса зі стендом описують рівняннями для двовісного автомобіля.

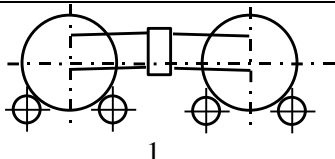
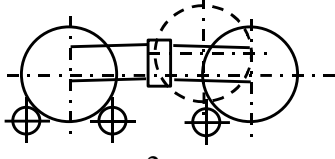
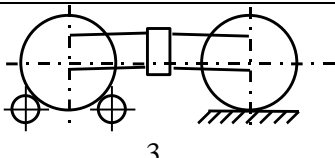
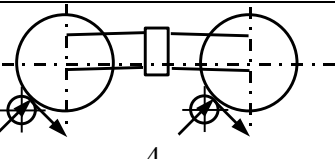
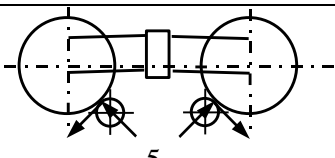
Схема стенда	Виробник	Переваги, недоліки
 1	Фірма HF-1930 р. ВМВС, ХАДІ	q до 1,1. Висока металоємність, вплив люфтів в підвісці на якість перевірки
 2	4919 (Автотехніка), СК-2-К 267 (ЧП), МАНА серії R200	Спеціалізовані стенди, потрібна фіксація автомобіля, висока металоємність
 3	СДА (Латвія), BREKON BS	q до 0,8. Низька продуктивність, непридатне для тривісних автомобілів
 4	Запропоновано СЗПІ	Низька стійкість автомобіля, перевірка одиночних мостів ускладнена
 5	ХАДІ а. с. 1167084	q більше 2,0. Низька металоємність, недостатня стійкість автомобіля

Рис. 1. Схеми роликових стендів для перевірки ВТА

Аналізуючи взаємодію ВТА і стенда були зроблені такі допущення:

- піддатливість реактивних штанг близька до 0;
- середній і задній мости заднього візка паралельні між собою;
- пружні характеристики шин і підвіски лінійні;
- сили тертя в осях і опорах ресор та опору коченню коліс занадто малі;
- коефіцієнт зчеплення шин з усіма роликами однаковий і постійний;
- зміщення осей коліс, викликані деформаціями шин, занадто малі;
- гальмівні моменти на лівому і правому колесах кожного моста однакові (це дає можливість розглядати рівновагу одного з коліс моста);
- кути між вертикаллю і лінією, що з'єднує осі колеса і роликів, на які воно спирається, однакові і рівні.

Таким чином, автомобіль представлений у вигляді семи тіл: коліс середнього і заднього мостів, середнього і заднього мостів, переднього моста з колесом, ресори і остова (рами). При гальмуванні коліс заднього візка на стенді гальмівні моменти на середньому і задньому мостах передаються через реактивні штанги на раму автомобіля. Рівнодійна зусиль в реактивних штангах зміщує раму автомобіля, яка через передню підвіску зміщує передній міст.

Цьому зміщенню перешкоджає сила зчеплення загальмованих передніх коліс з підлогою H , яка за абсолютною величиною дорівнює горизонтальному зусиллю в підвісці передніх коліс X_{II} і визначає величину реактивного переднього моменту M_{II} . Для її визначення слід скласти рівняння спільності деформацій пружних елементів автомобіля (підвіски і шин) в горизонтальному напрямку.

З метою підвищення величини реалізованого гальмівного моменту можна використовувати і відмінне від горизонтального положення реактивних штанг. Слід зазначити про нерівність гальмівних моментів, що реалізуються на середньому і задньому мостах. Причиною цього є відмінність кутів установки реактивних штанг. Математична модель взаємодії автомобіля з роликовим стендом дозволяє також оцінити вплив кутів установки реактивних штанг середнього і заднього мостів.

Розглянемо можливість використання геометрії стенда для підвищення коефіцієнта використання навантаження q .

Відома можливість цього підвищення за рахунок кута між вертикаллю, опущеною з центра колеса, що стоїть на роликах з лінією, що з'єднує центри колеса і ролика. Поряд зі стендами, в яких колесо спирається на два ролика, існують стенди, на яких кожне випробуване колесо встановлюють на одиночний ролик. Відомі стенди для здійснення такого способу для одночасної установки коліс двох осей, наприклад, стенд за а. с. 69415. При випробуваннях на цих стендах необхідно кріпити транспортний засіб від поздовжнього переміщення за допомогою, наприклад, тяг, в які можуть бути влаштовані силовідтворювальні елементи. В цьому випадку суттєвою ознакою є установка колеса на одній вертикалі з віссю ролика. Перевага цього способу – можливість його здійснення на стенді зі зменшеним числом роликів. Недолік – необхідність закріплення транспортного засобу перед випробуваннями та зняття кріплень після випробувань.

Для подолання цього недоліку було висунуто припущення про використання геометрії візка тривісного автомобіля для одночасної перевірки гальм середнього і заднього мостів. Це досягається тим, що колеса спарених мостів транспортного засобу встановлюються кожне на одиночний ролик (рис. 2). Площини, що проходять через вісь кожного колеса і підтримуючого його ролика, розташовуються під кутом до вертикальних площин, проведеним через осі роликів, і перетинаються нижче рівня осей роликів і між зазначеними вертикальними площинами.

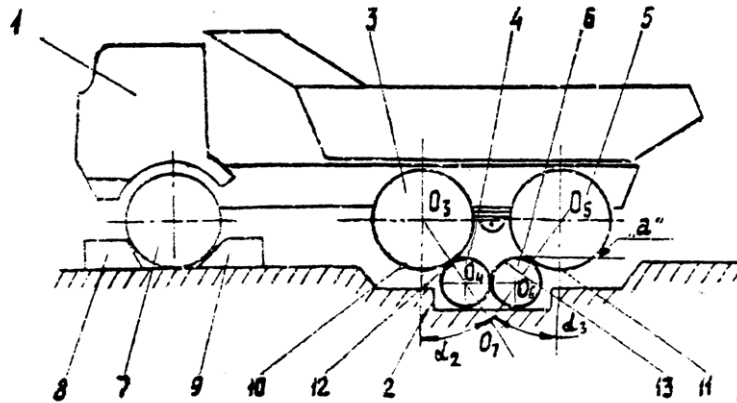


Рис. 2. Установка на стенд транспортного засобу зі спареними мостами

Відстань між осями роликів повинна бути меншою, ніж відстань між осями спарених мостів автомобіля. Такий спосіб дозволяє перевіряти транспортні засоби зі спареними мостами, в тому числі які не мають міжосьового диференціала на звичайних стендах зі спареними роликами без зниження продуктивності, ускладнення конструкції стенда і без порушення нормальних режимів роботи двигуна і трансмісії.

Транспортний засіб 1 зі спареними мостами, наприклад тривісний автомобіль МАЗ-МАН-652558, встановлюють на стенд, який має дві пари роликів, наприклад, стенд СК-3. Оскільки відстань між осями спарених мостів O_3-O_5 (в нашому прикладі – 1320 мм) більша, ніж відстань між осями роликів O_4-O_6 (в нашому прикладі – 630 мм), можливо встановити транспортний засіб 1 таким чином, щоб колеса 3 середнього моста спиралися на передні ролики 4 стенда 2, перейшовши через їхні вершини, а колеса 5 заднього моста спиралися на задні ролики 6 стенда 2, не дійшовши до їхніх вершин.

При цьому похила площина, в якій лежать осі колеса 3 і ролика 4 (проекується на рис. 2 в пряму O_3-O_4) розташована під кутом α_2 до вертикальної площині, в якій лежить вісь колеса 3 (проекується на рис. 2 у вертикальну пряму O_3-O_3). Похила площина, в якій лежать осі колеса 5 і ролика 6 (проекується на рис. 2 в пряму O_5-O_6) розташована під кутом α_3 до вертикальної площині, в якій лежить вісь ролика 6 (проекується в вертикальну пряму O_6-O_6). У нашому прикладі при симетричній установці $\alpha_2 = \alpha_3 = 33^\circ$. Зазначені похилі площини перетинаються по прямій лінії, яка лежить нижче площини осей роликів O_4-O_6 (в нашому прикладі – на 487 мм) і між зазначеними вертикальними площинами і проектується в точку O_7 . Під вільні колеса 7 переднього моста спереду і ззаду встановлюють страхувальні упори 8 і 9. Включають двигун транспортного засобу 1, при необхідності, блокують міжосьовий диференціал (не показаний), обертають колеса 3 і 5 і ролики 4 і 6. Доводять швидкість до потрібної величини, включають навантажувальний пристрій і вимірювальну систему стенда (не показана), вимірюють і реєструють параметри тягових випробувань, наприклад, тягову силу

або потужність.

Нижні точки 10 колеса 3 і 11 колеса 5 розташовані нижче, ніж вершини 12 ролика 4 і 13 ролика 6 (в нашому прикладі при симетричній установці – в середньому на 102 мм). Ділянки підлоги і (або) конструкції стенда, які знаходяться під точками 10 і 11 опущені щодо вершин 12 і 13 на величину a , яка перевищує різницю рівнів точок 10 і 12 і точок 11 і 13 в будь-який момент випробувань, крім моменту установки транспортного засобу на стенд і з'їзду з нього.

На рис. 3а показана схема сил, що діють при тягових випробуваннях запропонованим способом. На рис. 3б в розрізі показано можливе зміщення коліс і мостів транспортного засобу при тягових випробуваннях запропонованим способом.

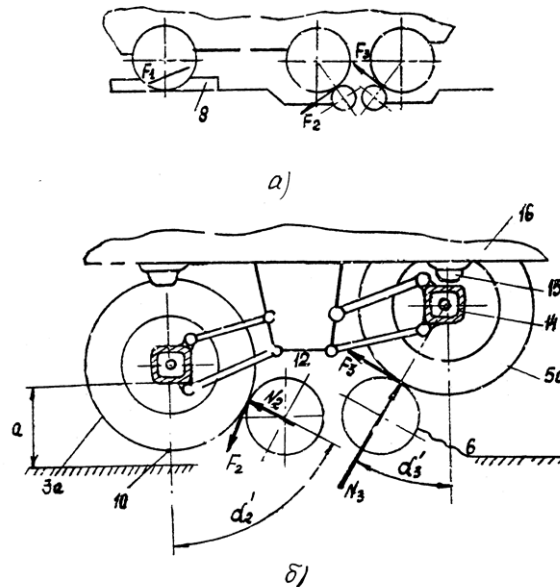


Рис. 3. Схема сил при тягових випробуваннях

При тягових випробуваннях опір, що розвивається навантажувальним пристроєм стенда, створює тангенціальні сили в контактах коліс з роликками F_2 і F_3 (див. рис. 3). Ці сили прагнуть зрушити транспортний засіб вперед, як і при відомому способі випробувань. Зміщенню перешкоджає сила F_1 , яка створена страхувальним упором 8.

Поздовжня сила P , яка прагне зрушити транспортний засіб вперед, така:

$$P = F_2 \cos \alpha_2 + F_3 \cos \alpha_3, \quad (1)$$

де $\alpha_2 = \alpha_3 = 0$; $\cos \alpha_2 = \cos \alpha_3 = 1$ і $P = F_2 + F_3$.

Завдяки цьому ймовірність утримання транспортного засобу 1 упором 8 вища, ніж у відомому способі перевірки гальм.

Крім того, у відомому способі випробувань ненадійна робота, або руйнування страхувальних засобів викликає несподіваний з'їзд транспортного засобу з роликів з дуже серйозними наслідками. Цей з'їзд викликається тим, що при зміщенні коліс з вершин роликів під дією сил F_2 і F_3 виникають і збільшуються сили скочування, спрямовані на всіх роликках в одну сторону.

У запропонованому способі ймовірність з'їзду набагато нижча. По-перше, менша сила P , яка зміщує транспортний засіб. По-друге, сили скочування на передніх і задніх роликках спрямовані в різні боки і повністю або частково компенсують одна одну. По-третє, при переміщенні транспортного засобу вперед колеса 3 переднього із спарених мостів зміщуються вперед і вниз – в положення 3а (див. рис. 3б), а колеса 5 зміщуються вперед і вгору – в положення 5а. Зсув можливий до тих пір, поки балка 14 заднього зі спарених мостів не впреться в обмежник 15 на рамі 16 або в інший елемент транспортного засобу. При цьому кут α_2 збільшиться до величини α'_2 , кут α_3 зменшиться до величини α'_3 , яка, однак, істотно відмінна від нуля.

На рис. 4а показана схема сил, що діють при гальмівних випробуваннях запропонованим способом. На рис. 4б в розрізі показано можливе зміщення коліс і мостів при гальмівних випробуваннях цим способом.

Для випробування гальм інерційним способом блокуємо міжосьовий диференціал, доводимо швидкість коліс і роликів до заданої величини. Потім розблоковуємо міжосьовий диференціал,

відключаємо привід коліс і роликів, щоб вони оберталися лише за інерцією, перериваємо кінематичний зв'язок між правими і лівими роликками (розмикаємо зчіпну муфту), включаємо вимірювальні системи стенда і гальмівну систему транспортного засобу. У процесі гальмування вимірюємо і реєструємо параметри випробувань, наприклад, сповільнення і гальмівний шлях кожного колеса або ролика. Щоб останнє було можливе, стенд повинен мати окремі датчики вимірювальних систем для кожного з роликів (або коліс).

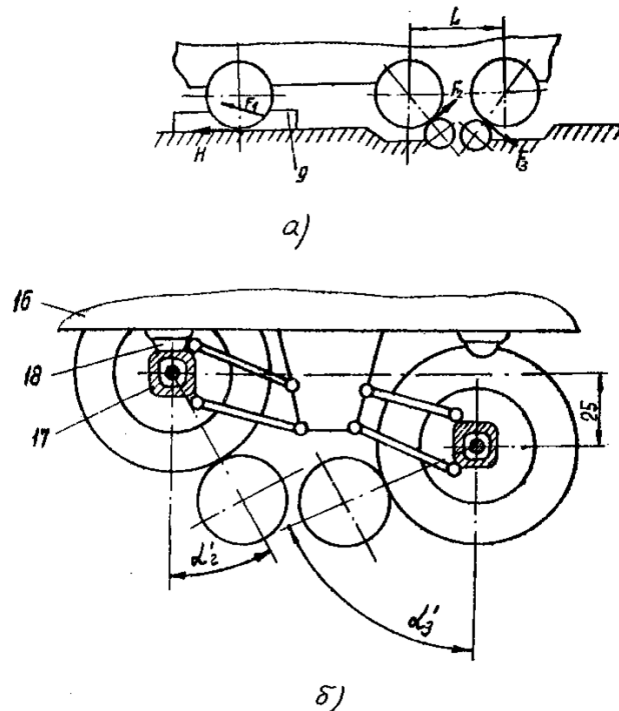


Рис. 4. Схема сил при гальмівних випробуваннях

Стенд для випробувань гальм описаним способом не повинен мати зв'язку між передніми і задніми роликками. Якщо такий зв'язок є (наприклад, ланцюгова передача), в неї повинен бути вбудований елемент, що дозволяє розривати зв'язок. Наприклад, зчіпна муфта, яка встановлена між однією з зірочок передачі і валом ролика.

При випробуванні гальм сили F_2 і F_3 зміщують транспортний засіб назад (див. рис. 4а) Зміщенню перешкоджає сила зчеплення з підлогою загальмованих вільних коліс 7 (сила H) і реакція страхувального упору 9 – F_1 (див. рис. 4). Якщо суми цих двох сил недостатньо для утримання транспортного засобу (в ненормальній ситуації – наприклад, повністю відмовили гальма вільних коліс, а під упор 9 потрапило мастило), транспортний засіб буде зміщуватися назад до тих пір, поки балка 17 переднього зі спарених мостів не впреться в обмежувач 18 на рамі 16 (див. рис. 4б). Подальшому зміщенню буде перешкоджати горизонтальна складова сили N_2 , яка зросла в результаті перерозподілу, аналогічного описаному.

Виконання випробувань за запропонованим способом, зокрема, при описаному вище взаємному розташуванні коліс і роликів, викликає появу в контактах шин з роликками сил, які підвищують стійкість транспортного засобу на стенді при випробуваннях. Завдяки цьому відпадає необхідність кріплення транспортного засобу, підвищується пропускна здатність стенда.

Завдяки описаному вище взаємному розташуванню коліс і роликів стенда, відстань між останніми виявляється невеликою, практично такою ж, як на відомих стендах зі спареними роликками. Це дозволяє здійснювати запропонований спосіб на звичайних серійних стендах. Крім того, поодинокі мости транспортного засобу можна випробовувати на такому стенді відомим способом, встановлюючи кожне колесо на два спарених роликки. Для забезпечення в'їзду автомобіля на стенд і з'їзду з нього після випробувань, перед стендом і після нього слід встановити підйомники коліс або інші елементи аналогічної дії.

Таким чином, запропоновано спосіб випробування транспортних засобів зі спареними мостами на звичайному стенді для випробування транспортних засобів з поодинокими мостами, що має дві пари роликів (одноосний стенд). Для здійснення запропонованого способу слід монтувати стенд на фундаменті таким чином, щоб забезпечити гарантований зазор між колесом і підлогою або будь-якими частинами стенда (крім роликів) при будь-якому положенні коліс під час випробувань.

Здійснення запропонованого способу можливе і на стенді несиметричної схеми, у якого передні і задні ролики встановлені на різній висоті. Стенд несиметричної схеми дозволяє перевіряти також і поодинокі колеса, що встановлюються між роликами стенда. Розглянемо математичну модель взаємодії коліс візка зі стендом несиметричної схеми (рис. 5). Позначимо схему такого стенда «1+1», на відміну від звичайного стенда зі спареними роликами, який можна позначити як «2+2».

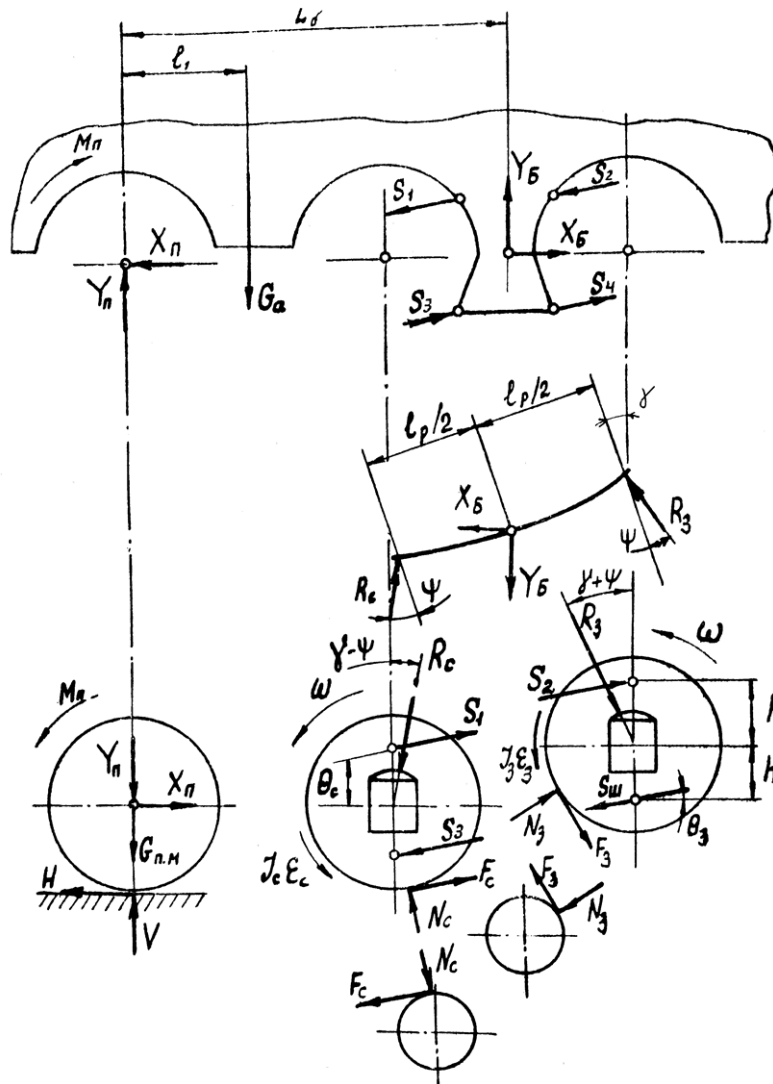


Рис. 5. Схема взаємодії автомобіля зі стендом «1 + 1»

Система рівнянь рівноваги для елементів автомобіля така. Колесо середнього мосту:

$$\sum X = F_c \cos \alpha_c - N_c \sin \alpha_c + (S_1 + S_3) \cos \theta_c - R_c \sin(\gamma - \psi) = 0; \quad (2)$$

$$\sum Y = F_c \sin \alpha_c - N_c \cos \alpha_c + (S_1 + S_3) \sin \theta_c - R_c \cos(\gamma - \psi) - G_k = 0. \quad (3)$$

Колесо заднього мосту:

$$\sum X = F_3 \cos \alpha_3 - N_3 \sin \alpha_3 + (S_2 + S_4) \cos \theta_3 - R_3 \sin(\gamma - \psi) = 0; \quad (4)$$

$$\sum Y = N_3 \cos \alpha_3 - F_3 \sin \alpha_3 + (S_2 + S_4) \sin \theta_3 - R_3 \cos(\gamma - \psi) - G_k = 0. \quad (5)$$

$$\sum M_{O_3} = (S_2 - S_4)h \cos \theta_3 - F_3 r_k. \quad (6)$$

Ресора:

$$\sum X = R_c \cos \alpha (\gamma + 90 - \psi) - R_3 \cos(90 - \gamma - \psi) - X = 0; \quad (7)$$

$$\sum Y = R_c \sin(\gamma + 90 - \psi) + R_3 \sin(90 - \gamma - \psi) - Y = 0; \quad (8)$$

$$\sum M_o = R_c(l_p/2) \sin(90 - \psi) - R_3(l_p/2) \sin(90 - \psi) = 0. \quad (9)$$

Рама:

$$\sum M_o = G_a l Y L_6 + S_1(L_6 \sin \theta_c + h \cos \theta_c) + S_3(L_6 \sin \theta_c + h \cos \theta_c) + S_2(L_6 \sin \theta_3 - h \cos \theta_3) + S_4(L_6 \sin \theta_3 + h \cos \theta_3) = 0. \quad (10)$$

Розв'язання системи рівнянь дозволяє визначити q_c і q_3 :

$$q_{c,3} = ((1 + \delta_k) \cos \theta) / \left[\frac{((\cos(\alpha_{c,3} \pm \theta)) / \psi \pm \sin(\alpha_{c,3} \pm \theta) + (r/2) \cos \theta \cos \gamma \pm)}{\pm((\sin \theta / 2) \cdot C(3))} \right], \quad (11)$$

де $C = (\sin(\alpha_c + \gamma) + \sin(\alpha_3 + \gamma)) / \psi - [\cos(\alpha_c + \gamma) + \cos(\alpha_3 + \gamma)]$;
 $3 = (\sin(\alpha_3 + \gamma) - \sin(\alpha_c + \gamma)) / \psi + [\cos(\alpha_c + \gamma) + \cos(\alpha_3 + \gamma)]$.

Для задніх коліс значення q в залежності від значень α_3 і $(\alpha_3 + \theta)$ досить велике, наприклад, при $\psi = 0,8$ і $(\alpha_c + \theta) = 60^\circ - q = 7$. Тоді як для середнього моста при $(\alpha_3 - \theta) = 0^\circ$ і $\psi = 0,8 - q = 1$, що менше допустимого $- q_{тр}$. Для підвищення величини q_c можна використовувати елемент відомої жорсткості між рамою і балкою середнього моста. Це підвищує q приблизно в 1,5...2 рази.

Для підвищення стійкості автомобіля на стенді даної схеми можна використовувати обертання роликів в різні боки при поперемінній перевірці гальм спарених мостів.

Якщо положення штанг горизонтальне, то кут $\theta = 0^\circ$ і вираз для q набуває вигляду:

$$q_{c,3} = (1 + \delta) / [(\cos \alpha_{c,3}) / \psi \pm \sin \alpha_{c,3} + (r/L) \cos \gamma]. \quad (12)$$

2. Аналіз поздовжньої стійкості тривісного автомобіля на роликівому стенді «1+1».

При перевірці, тягових і гальмівних властивостей тривісного автомобіля (ТА) на однороликовому стенді виникає задача утримання автомобіля в положенні стійкої рівноваги. Для цього необхідно визначити напрямки самовиїзду, розглянути можливі способи утримання ТА від самовиїзду, провести аналіз цих способів, обґрунтувати необхідні обмеження режимів випробувань і додаткові вимоги до конструкції стенда. А також розробити додаткові пристосування для утримання автомобіля в положенні стійкої рівноваги.

Розглянемо положення ТА, що зустрічаються при перевірках на роликівих стендах «1+1» (рис. 6).

1. Перевірка гальм передніх коліс. В даному випадку кожне колесо спирається на два ролика, і завдання зводиться до відомого випадку.

2. Кожне з коліс візка ТА спирається на поодинокі ролики (див. рис. 6а). Це статичне положення, коли ролики загальмовані, а колеса автомобіля нерухомі. Оскільки α_3 значно більше α_c , а G_c і G_3 приблизно рівні, слід очікувати виїзду автомобіля назад. І, щоб забезпечити стійке положення, необхідно прикласти силу ΣX , що перешкоджає переміщенню автомобіля назад.

3. Вимірювання тягової сили (потужності) на колесах автомобіля (див. рис. 6б). З боку коліс візка ТА прикладений до роликів крутний момент M_k , який долає момент, прикладений до ролика від зовнішнього джерела, і опір кочення коліс по роликах.

Коефіцієнт опору коченню коліс по роликах з урахуванням тертя в підшипниках стенда приймаємо рівним 0,04...0,05 [1]. У граничному випадку момент опору дорівнює крутному моменту M_k , тобто тангенціальні сили F_c і F_3 дорівнюють M_k/r , де r – статичний радіус коліс візка ТА. Оскільки коефіцієнт опору кочення коліс по роликах невеликий, а для переднього колеса він ще менший (приблизно в три рази), то втрати на кочення коліс по опорних елементах в розрахунок не беремо. Тоді значення сили, яка повинна запобігти виїзду автомобіля назад складе:

$$\sum X = G(tg \alpha_3 - tg \alpha_c) - (M_k/r) / (\cos \alpha_3 + \cos \alpha_c). \quad (13)$$

4. Вільне кочення коліс візка по роликах стенда (перевірка трансмісії). В цьому випадку тангенціальні сили F_c і F_3 дорівнюють добутку нормальних сил N_c і N_3 та коефіцієнта опору коченню. Таким чином, значення сили, що утримує ТА від виїзду назад, складе проміжне значення між випадками 2 і 3. Розгін коліс візка з боку стенда дає таке ж значення величини горизонтальної сили ΣX .

5. Виїзд автомобіля зі стенда вперед. Аналіз показує: що зі збільшенням крутного моменту M_k сила, що утримує ТА від виїзду назад, зменшується до нуля і, навіть, змінює свій знак, що свідчить про можливість вільного виїзду вперед зі стенду без виштовхуючих елементів.

6. Перевірка гальм візка автомобіля (див. рис. 6в). В цьому випадку тангенціальні сили F_c і F_3 спрямовані назад, їх значення дуже велике. Наприклад, F_3 може перевищувати величину G_3 в два і більше разів, в залежності від величини кута α_3 .

Дещо знижує цю величину тангенціальна сила H в контактні переднього колеса з опорною

поверхнею. Так, при значенні коефіцієнта зчеплення $\psi = 0,5 \dots 0,6$, сила H може досягати 20 кН. Однак, при перевірці стоянкового гальма значення сили H при цьому буде близьке до нуля, а величину ΣX знайдемо з виразу:

$$\Sigma X = G \{ 1 / [\phi^2 \cos^2 \alpha_c + (\sin 2 \alpha_c) / 2] + 1 / [\sin 2 \alpha_3] / 2 + tg \alpha_3 - tg \alpha_c \}. \quad (14)$$

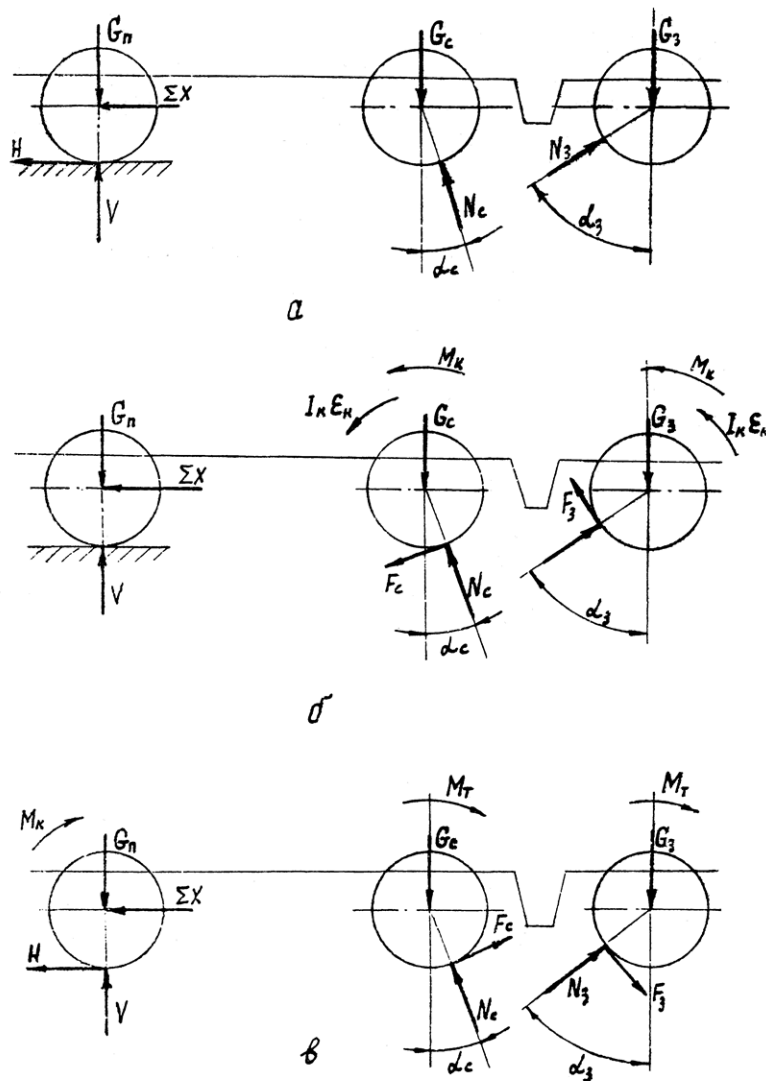


Рис. 6. Схеми різних положень ТА на стенді «1+1»

Розгляд всіх можливих випадків взаємодії коліс ТА зі стендом показує необхідність додаткових пристроїв для запобігання самовиїзду ТА назад. Подібні силові елементи можуть спиратися у вільні колеса, в раму автомобіля, в балку передньої осі, в елементи заднього візка, мости автомобіля і т. д. Слід зазначити, що величина сили ΣX істотно залежить від співвідношення кутів α_c і α_3 , а саме, від різниці $tg \alpha_3 - tg \alpha_c$. Суттєво зменшити величину цієї сили можна, якщо перевірку гальмівних і тягових властивостей проводити для середньої і задньої осей ТА окремо, обертаючи їх в різні боки, наприклад, за а. с. №1098846 від 22.02.1984 р.

Слід зазначити, що в процесі самовиїзду автомобіля зі стенду назад при гальмуванні, колеса візка змінюють своє становище: задній міст опускається, середній піднімається. Настає такий момент, коли балка середнього моста впирається в гумові подушки, закріплені знизу на лонжеронах рами. В результаті відбувається перерозподіл вагового навантаження: вся вага від рами передається на колеса середнього моста, а задні колеса сприймають лише вагу заднього моста. При цьому значно зменшується сила, яка скочує автомобіль назад і збільшується відновлювальна сила (яка скочує вперед). Цей ефект можна підсилити, якщо заздалегідь встановлювати між середнім мостом і лонжеронами розпірки. Однак все описане не виключає небезпеки самовиїзду, особливо при різкому гальмуванні в аварійному режимі. Тому необхідно застосовувати страхувальні пристрої, що повністю виключають можливість самовиїзду автомобіля.

Висновки

Проведені теоретичні дослідження дозволяють зробити такі висновки:

- конструкція стенду з обпиранням кожного колеса візка на одиночний ролик (схема «1+1») дозволяє перевищити необхідні значення q для коліс заднього моста і підвищити q для коліс середнього моста;

- при цьому необхідно забезпечити стійкість (подовжню і поперечну) автомобіля при перевірці гальм коліс візка за допомогою спеціального пристрою.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] Э. Х. Рабинович, «Исследование и совершенствование методов и средств стендовой проверки автомобильных тормозов» дис. канд. техн. наук, ХАДИ, Харьков, 1981.
- [2] Н. Я. Говорущенко, В. П. Волков, Э. Х. Рабинович, И. А. Мармут и В. А. Зуев, *Роликовые стенды для проверки тормозных и тяговых свойств автомобилей (теория, расчет и конструирование)*. Харьков, Украина: ХНАДУ, 2009, 344 с.
- [3] И. А. Мармут, «Обоснование выбора диаметра роликов инерционного тормозного стенда», *Научный журнал ХНТУСГ им. П. Василенка «Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів»*, № 13, с. 241-247, 2018.
- [4] И. А. Мармут, Э. Х. Рабинович, «К вопросу оптимизации конструктивных параметров роликового стенда для проверки тормозов» на XXIV научно-технической конференции с международным участием *Транспорт, экология – устойчивое развитие*, Варна, 2018, с. 119-124.
- [5] И. А. Мармут, «Моделювання процесу гальмування автомобіля на інерційному роликовому стенді» на Міжнародній науково-практичній конференції «Синергетика, мехатроніка, телематика дорожніх машин і систем у навчальному процесі та науці», Харків, 2017, с. 155-159.
- [6] И. А. Мармут, «Математичні моделі стендової діагностики гальмівних систем автомобілів», *Научный журнал Луцкого НТУ «Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті»*, № 2(11), с. 90-96, 2018.
- [7] И. А. Мармут, А. А. Кашканов, В. А. Кашканов, «Дослідження взаємодії коліс автомобіля з роликами стенда при гальмуванні», *Научный журнал ВНТУ «Вісник машинобудування та транспорту»*, № 1(13), с. 68-77, 2021.
- [8] В. А. Кашканов, «Удосконалення методу визначення коефіцієнта зчеплення при автотехнічній експертизі ДТП». автореф. канд. техн. наук; 05.22.20. Харків: ХНАДУ, 2008, 20 с.
- [9] А. А. Кашканов, В. М. Ребедаило, В. А. Кашканов, *Оцінка експлуатаційних гальмових властивостей автомобілів в умовах неточності вихідних даних: монографія* : ВНТУ, Вінниця, 2010, 148 с.

Мармут Ігор Арнольдович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри технічної експлуатації і сервісу автомобілів ім. проф. М. Я. Говорущенка, e-mail: mia2005.62@ukr.net.

Зуєв Володимир Олександрович – асистент кафедри технічної експлуатації і сервісу автомобілів ім. проф. М. Я. Говорущенка, e-mail: vlal.zu@mail.ru.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків

Кашканов Віталій Альбертович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри автомобілів та транспортного менеджменту, e-mail: kash_2004@ukr.net.

Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця

I. Marmut¹
V. Kashkanov²
V. Zuiev¹

Theoretical studies of the force interaction of a three-axle vehicle with a stand with single rollers

¹Kharkiv National Automobile and Highway University
²Vinnitsia National Technical University

The article discusses the issues of modeling conditions for obtaining diagnostic information about complex objects. Checking the braking and traction properties of three-axle trucks on a roller stand is considered as an example.

As shown by many studies, in particular, which were carried out at the Department of Technical Operation and Service of Automobiles of the KhNADU (HADI), inertial stands provide more reliable information about the technical condition of the car. Such stands allow you to reproduce the real speed and thermal conditions of the brakes. To improve the accuracy of diagnosing a car on a roller stand, it is necessary to have an idea of the nature of the interaction of the car's wheels with the rollers.

The study of the rolling of the wheels of a three-axle car bogie on the stand rollers was carried out at the Department of Technical Operation of Cars, KhNADU. However, all these studies were carried out on biaxial stands, where each bogie wheel rests on a pair of rollers. In order to exclude wheel slippage, partial braking is recommended, that is, a mode when partial force on the pedals (or pressure) is created in the system and, as a result, incomplete braking force develops in the braking mechanisms (or deceleration reaches some partial value from the full one). It is necessary to analyze the possibility of implementing full brake test modes on a roller stand by improving the layout and geometrical scheme of the stand.

A power model of the system of interaction between a car and a stand has been developed, taking into account the design

features of the stand and the design features of the suspension of a three-axle car. The power model of this system includes the equations of equilibrium of the body and two axles, as well as the equations of motion for the rollers and wheels of the car. Based on the results of the analysis of the acting forces in the "car-stand" system, the coefficients of the use of the load q during the brake tests of a three-axle car were determined, and the longitudinal stability of the car was also analyzed.

The obtained research results allowed to improve the theory of interaction of the wheels of three-axle vehicles with single rollers of the diagnostic stand.

Key words: roller stand, three-axle truck, force interaction of the car with the stand with single rollers, load utilization factor.

Marmut Ihor – Ph. D. (Eng), Associate Professor, Associate Professor at the Department of Technical Operation and Service of Cars, e-mail: mia2005.62@ukr.net.

Kashkanov Vitaliy – Ph. D. (Eng), Associate Professor, Associate Professor of the Department of Automobiles and Transport Management, e-mail: kash_2004@ukr.net.

Zuiev Volodymyr – Teaching Assistant at the Department of Technical Operation and Service of Cars, e-mail: vlal.zu@mail.ru.

И. А. Мармут¹
В. А. Кашканов²
В. А. Зуев¹

Теоретические исследования силового взаимодействия трехосного автомобиля со стендом с одиночными роликами

¹Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

²Винницкий национальный технический университет

В статье рассмотрены вопросы моделирования условий для получения диагностической информации о сложных объектах. В качестве примера рассмотрена проверка тормозных и тяговых свойств трехосных грузовых автомобилей на роликовом стенде.

Как показывают многие исследования, в частности, которые проводились на кафедре технической эксплуатации и сервиса автомобилей ХНАДУ (ХАДИ), инерционные стенды дают более достоверную информацию о техническом состоянии автомобиля. Такие стенды позволяют воспроизвести реальные скоростные и тепловые режимы работы тормозов. Для повышения точности диагностирования автомобиля на роликовом стенде необходимо иметь представление о характере взаимодействия колес автомобиля с роликами.

Исследование качения колес тележки трехосного автомобиля по роликам стенда выполнялись на кафедре технической эксплуатации автомобилей ХНАДУ. Однако все эти исследования проводились на двухосных стендах, где каждое колесо тележки опирается на пару роликов. Для того, чтобы исключить проскальзывание колеса, рекомендуется частичное торможение, то есть режим, когда создают частичное усилие на педали (или давление) в системе и в результате развивается неполная тормозная сила в тормозных механизмах (или замедление достигает какой-то частичной величины от полного). Необходимо проанализировать возможности реализации на роликовом стенде полных режимов проверки тормозов за счет совершенствования компоновочной и геометрической схемы стенда.

Разработана силовая модель системы взаимодействия автомобиля со стендом с учетом конструктивных особенностей стенда и особенностей конструкции подвески трехосного автомобиля. Силовая модель данной системы включает в себя уравнения равновесия кузова и двух мостов, а также уравнения движения роликов и колес автомобиля. По результатам анализа действующих сил в системе «автомобиль-стенд» определены коэффициенты использования нагрузки q при тормозных испытаниях трехосного автомобиля, а также проанализирована продольная устойчивость автомобиля.

Полученные результаты исследований позволили усовершенствовать теорию взаимодействия колес трехосных автомобилей с одиночными роликами диагностического стенда.

Ключевые слова: роликовый стенд, трехосный грузовой автомобиль, силовое взаимодействие автомобиля со стендом с одиночными роликами, коэффициент использования нагрузки.

Мармут Игорь Арнольдович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры технической эксплуатации и сервиса автомобилей им. проф. Н. Я. Говорущенко, e-mail: mia2005.62@ukr.net.

Кашканов Виталий Альбертович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры автомобилей и транспортного менеджмента, e-mail: kash_2004@ukr.net.

Зуев Владимир Александрович – ассистент кафедры технической эксплуатации и сервиса автомобилей им. проф. Н. Я. Говорущенко, e-mail: vlal.zu@mail.ru.