

Мармут И.А.

Харьковский национальный  
автомобильно-дорожный университет  
г. Харьков, Украина.  
E-mail: mia2005.62@ukr.net

## ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА ДИАМЕТРА РОЛИКОВ ИНЕРЦИОННОГО ТОРМОЗНОГО СТЕНДА

УДК 629.113.004

*Приведены результаты испытаний тормозной системы автомобиля на инерционном роликовом стенде с использованием сменных роликов разных диаметров. Они подтверждают возможность уменьшения диаметра роликов без значительного ухудшения функциональных возможностей стенда. С уменьшением диаметра до 210 мм наблюдается повышение коэффициента использования нагрузки при некотором снижении коэффициента сцепления.*

**Ключевые слова:** Тормозная система, роликовый стенд, диаметр ролика, момент инерции

**Анализ исследований и публикаций.** Как известно, тормозной стенд с проверкой тормозов инерционным методом [1, 2, 3] позволяет более качественно выполнить проверку рабочей тормозной системы автомобиля.

Для инерционного стенда важными факторами являются компактность, малая металлоемкость и простота. Поэтому дальнейшие исследования направлены на решение этих задач. Основными эксплуатационными требованиями, предъявляемыми к стендам, являются следующие: а) реализация на стенде возможно большей тормозной силы без проскальзывания (при этом автомобиль должен испытываться в снаряженном состоянии и, желательно, без применения догружающих устройств, которые усложняют конструкцию стенда); б) обеспечение устойчивого положения автомобиля при испытании; в) обеспечение возможности выезда автомобиля со стенда.

**Постановка проблемы в общем виде.** Выполнение этих требований обеспечивается следующими конструктивными параметрами стенда: схемой расположения роликов (симметричной или несимметричной); расположением ведущего ролика относительно колеса автомобиля (ведущий – это ролик, с которым связан вал нагрузочно-приводного устройства стенда, ведущими могут быть передний, задний или оба ролика стенда); коэффициентом сцепления шины и ролика –  $\varphi$ , который зависит от фрикционных свойств материала поверхности ролика и его диаметра [4]; для инерционного стенда – значением приведенной инерционной массы стенда –  $m_{ст}$ .

Оптимальной конструктивной схемой стенда является несимметричная (задний ролик выше переднего) со связью между ними (рис. 1). Такая схема обеспечивает высокие значения коэффициента использования нагрузки –  $q$  (отношение максимальной тормозной силы на колесе к приходящейся на него нагрузке). Кроме того, при использовании стенда эта схема удобна по другим соображениям: при небольших значениях переднего угла  $\alpha$  ( $10...15^\circ$ ) стенд можно выполнить без подъемника колес или выталкивателя, так как колесо автомобиля после проверки легко переезжает через заторможенный передний ролик. Это заметно упрощает конструкцию стенда. Соответственно снижается металлоемкость стенда.

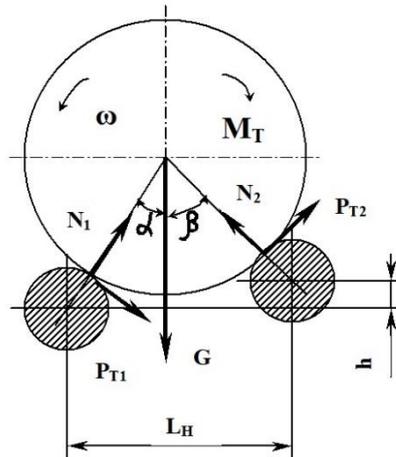


Рис. 1 – Схема расположения роликов стенда (ведущие ролики заштрихованы):  
 $N_1$  и  $N_2$  – нормальные реакции переднего и заднего роликов;  $P_T$  – тормозная сила;  $L_H, h$  – расстояния между осями роликов;  
 $G$  – вертикальная нагрузка на колесо автомобиля

Применение несимметричной схемы дает еще одно важное преимущество. Как показано в работе [5], на работу стенда существенно влияет распределение его момента инерции между передними и задними роликами. Для симметричного стенда это распределение должно быть неравномерным: 20...30% момента инерции должно быть связано с передними роликами, остальное – с задними. При несимметричной схеме распределение момента инерции можно принимать одинаковым. Это позволяет унифицировать передние ролики с задними и получить необходимую величину момента инерции при минимальной их массе (при прочих равных условиях).

**Постановка проблемы.** Металлоемкость инерционного стенда в большой степени определяется следующими параметрами: величиной приведенной массы стенда (моментом инерции); диаметром роликов; типом нагрузочно-приводного устройства. В статье рассматриваются вопросы оптимизации моментов инерции стенда и диаметра роликов.

**Результаты исследования.** *Выбор диаметра ролика стенда.* С целью проверки функциональных возможностей роликового стенда был выполнен эксперимент в реальных рабочих тормозных режимах. В качестве критерия оценки пригодности роликов с диаметрами, меньшими рекомендуемого соотношения, был принят коэффициент использования нагрузки  $q$ . Он позволяет оценить возможность стенда по реализации тормозных сил без проскальзывания. Значения  $q$  для силовых стендов составляют 0,7...0,9, для инерционных – 1,0...1,2. Затем можно рассчитать значения коэффициента сцепления.

Для решения этой задачи были изготовлены комплекты сменных роликов, имеющих диаметры: 320 мм (с набором дополнительных вставных маховиков в виде полуколец), 240, 207 и 160 мм. Дополнительно изготовлен комплект роликов из силуминового сплава АЛ-4 диаметром 210 мм.

Оценочные испытания проводились с автомобилем ГАЗ-3110. Методика определения максимальной тормозной силы состояла в измерении максимального замедления на грани «юз» для одних и тех же колес автомобиля (в эксперименте – задних колес). Это обеспечивалось изменением давления в динамометрическом устройстве для нажатия на педаль тормоза («пневмоноге») и подбором такого значения, при котором наблюдалось легкое проскальзывание роликов относительно колес или его не было вовсе. Значение  $q$  рассчитывалось по формуле

$$q = \frac{1}{G / \sum_{i=1}^2 P_{Ti} - r_k / L}, \quad (1)$$

где  $G$  – нагрузка на задние колеса, Н;  $\sum_{i=1}^2 P_{Ti}$  – сумма тормозных сил на задней оси, Н;  $r_k$

– радиус колеса, м;  $L$  – колесная база автомобиля, м.

Для автомобиля ГАЗ-3110:  $G = 6865$  Н;  $r_k = 0,31$  м;  $L = 2,8$  м.

Для повышения точности замеров были определены фактические моменты инерции сменных роликов  $I_p$  экспериментально-расчетным методом бифилярного подвеса [6] (одним из наиболее точных и простых). По этим значениям рассчитаны фактические значения приведенных инерционных масс стенда.

Метод заключается в измерении периода вращательных колебаний элемента на двух упругих нитях и последующем расчете момента инерции по формуле

$$I = \frac{m \cdot a^2}{4\pi^2} T^2 \frac{g}{l} = 0,248405 \frac{m \cdot a^2 \cdot T^2}{l}, \quad (2)$$

где  $m$  – масса тела, кг;  $a$  – ширина между нитями, м;  $T$  – период колебаний, с;  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $l$  – длина подвеса, м.

Элементы стенда подвешивались на двух эталонных нитях из стальной проволоки ( $d = 2$  мм) и длиной 2,0...2,5 м. Поскольку исследуемые объекты имели разные диаметры, не всегда удавалось выдержать параллельность нитей (рис. 2).

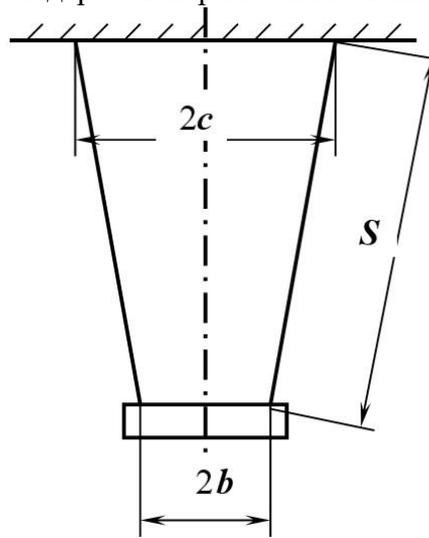


Рис. 2 – Схема бифилярного подвеса

В этом случае входящие в последнюю формулу величины рассчитаны следующим образом:

$$l = \sqrt{S^2 - (c - b)^2}, \quad a = \sqrt{b \cdot c}, \quad (3)$$

где  $S$  – длина нити, м;  $c, b$  – расстояние между нитями соответственно сверху и снизу, м.

Для уменьшения погрешности крепления нитей к опоре и к объекту выполнены шарнирно. Замер периода вращательных колебаний элементов стенда производился с помощью секундомера и подсчитывался как среднее из первых 20 колебаний.

Метод бифилярного подвеса имеет собственную погрешность, вызываемую потерями на трение в шарнирах подвески и трением объекта и нитей о воздух, а также уча-

стием в колебаниях самих нитей, момент инерции которых трудно учесть. Для определения погрешности метода было взято эталонное металлическое кольцо с известными параметрами:

наружный радиус  $R = 0,1148$  м;    внутренний радиус  $r = 0,06055$  м;  
 высота  $h = 0,05955$  м;    масса  $m = 12,56$  кг.

Момент инерции эталонного кольца определялся на том же подвесе, что и момент инерции элементов стенда, с теми же геометрическими параметрами (высота подвеса, расстояние между креплениями нитей, способ крепления нитей и т.д.). Расчетный момент инерции эталонного кольца определялся по формуле

$$I = \frac{m}{2} (R^2 + r^2) = \frac{12,56}{2} (0,1148^2 + 0,06055^2) = 0,105788 \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

При экспериментальном определении момента инерции кольца параметры подвеса составляли:  $a = 0,109$  м,  $l = 2,24$  м. Измеренные значения длительности первых 20 колебаний составили (для 7 замеров), с: 51,3; 51,2; 51,1; 51,0; 50,9; 50,8; 50,7. Среднее значение периода:  $T = 2,55$  с. Момент инерции составил:

$$I = 0,248405 \frac{12,56(0,109 \cdot 2,55)^2}{2,24} = 0,107512 \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

Нити крепились к двум болтам, ввинченным в эталонное кольцо на радиусе  $a = 0,109$  м. Момент инерции выступающей части болтов:

$$I_6 = 2(I_0 + m \cdot a^2) = 2(2,43 \cdot 10^{-6} + 0,0245 \cdot 0,109^2) = 0,000587 \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

Окончательно момент инерции эталонного кольца составит:

$$I_3 = I - I_6 = 0,107512 - 0,000587 = 0,106925 \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

Погрешность метода бифилярного подвеса:

$$\varepsilon = (I_3 / I_p - 1) 100\% = (0,106925 / 0,105788 - 1) 100\% = 1,074\%.$$

Таблица 1

**Результаты эксперимента со сменными роликами**

| Диаметр ролика $D_p$ , м | Относительный диаметр ролика $i$ | Суммарный момент инерции стенда $I_{ст}$ , кг·м <sup>2</sup> | Инерционная масса стенда $m_{ст}$ , кг | $m_{ст} + 2m_k$ , кг | Стендовое замедление $j_{ис}$ , м/с <sup>2</sup> | Суммарная тормозная сила колес оси $\sum P_{Ti}$ , Н | Коэффициент использования нагрузки $q$ | Коэффициент сцепления $\phi$ |
|--------------------------|----------------------------------|--|--|----------------------|--|--|--|------------------------------|
| 0,320                    | 0,516                            | 4,57805  | 178,83                                 | 201,23               | 29,166   | 5689   | 0,91                                   | 1,057                        |
| 0,240                    | 0,387                            | 2,50103  | 173,80                                 | 196,20               | 33,914   | 6661   | 1,08                                   | 1,047                        |
| 0,210                    | 0,339                            | 1,47800  | 133,96                                 | 156,36               | 45,575   | 7126   | 1,17                                   | 1,010                        |
| 0,207                    | 0,334                            | 1,93607  | 180,13                                 | 202,53               | 35,937   | 7300   | 1,27                                   | 1,018                        |
| 0,160                    | 0,258                            | 1,24520  | 194,56                                 | 216,96               | 28,878   | 6265   | 1,01                                   | 0,985                        |

Таким образом, для повышения точности метода результаты эксперимента по определению момента инерции роликов следует делить на 1,01074. Результаты замеров моментов инерции, инерционных масс и результаты испытаний для сменных роликов представлены в табл. 1.

На рис. 3 представлен график зависимости коэффициента использования нагрузки  $q$  от относительного диаметра ролика  $i$ , построенный по результатам табл. 1 (исключая диаметр 160 мм при котором происходит значительное снижение значения  $q$ ).

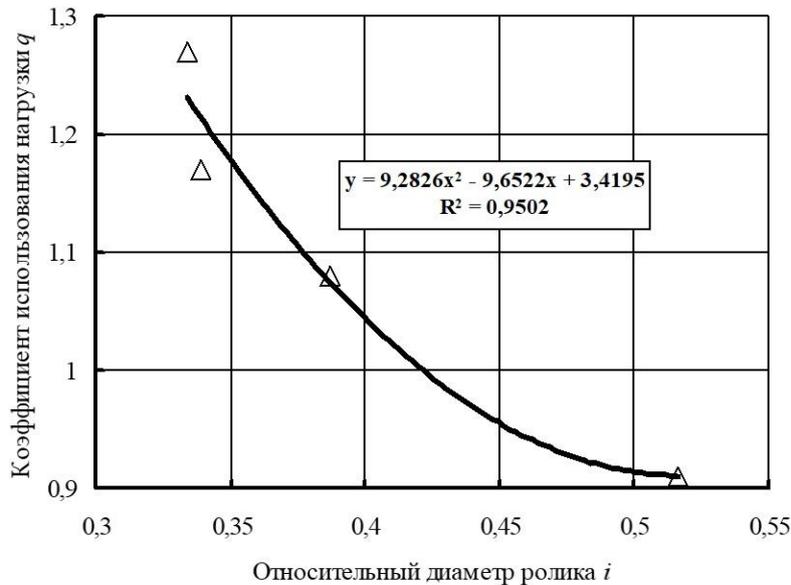


Рис. 3 – Залежність коефіцієнта використання навантаження  $q$  від відносного діаметра ролика  $i$  (ГАЗ-3110, задні тормоза)

**Выводы.** Полученные результаты эксперимента в целом подтверждают предположения о целесообразности уменьшения диаметра роликов (повышение  $q$  с уменьшением  $D_p$ ). Ролики из силуминового сплава показали хорошие значения  $q$ . Это объясняется более высоким коэффициентом сцепления резины с алюминием. Однако недостатком таких роликов является мягкая поверхность, которая быстро изнашивается абразивом, находящимся в протекторе шины.

Наиболее оптимальным диаметром является  $D_p = 240$  мм (238,7 мм) (по скоростным и функциональным показателям). Это подтверждается опытом эксплуатации инерционных стендов, разработанных в Харьковском национальном автомобильно-дорожном университете. Параметры стенда с постоянными роликами диаметром 238,7 мм определены при изготовлении стенда для передвижной станции диагностики легковых автомобилей (ПДС-Л).

Следует отметить, что использование роликов меньшего диаметра дает значительный выигрыш в металлоемкости при одной и той же требуемой инерционной массе вращающихся частей стенда. Ограничением здесь является возможная наибольшая частота вращения вала нагрузочно-приводного устройства для достижения необходимой скорости испытаний.

### Литература:

1. Варфоломеев Владимир Николаевич. Исследование методов диагностирования технического состояния тормозов автомобиля: дис. ... канд. техн. наук / Владимир Николаевич Варфоломеев; ХАДИ. – Х., 1969. – 177с.
2. Говорущенко Н.Я. Техническая кибернетика транспорта: учебное пособие / Н.Я. Говорущенко, В.Н. Варфоломеев. – Х.: ХГАДТУ, 2001. – 271 с.
3. Роликовые стенды для проверки тормозных и тяговых свойств автомобилей (теория, расчет и конструирование): / [Говорущенко Н.Я., Волков В.П., Рабинович Э.Х., Мармут И.А., Зуев В.А.]. – Х.: Изд-во ХНАДУ, 2009. – 344 с.
4. Костин Ю.В. О критериях выбора диаметра беговых барабанов стендов для диагностирования автомобилей // Респ. межвед. науч.-техн. сборник «Автомобильный транспорт». – К.: Техніка. – 1987. – Вып. 23. – С. 43-46.

5. Рабинович Эрнест Хаимович. Исследование и совершенствование методов и средств стендовой проверки автомобильных тормозов: дис... канд. техн. наук / Рабинович Эрнест Хаимович; ХАДИ. – Х., 1981. – 229 с.
6. Гернет М.М. Определение моментов инерции / Гернет М.М., Ратобильский В.Ф. – М.: Машиностроение, 1979. – 247 с.

## Summary

### **I. Marmut** The substantiation of the selection of diameter rollers of inertial brake stand

*As you know, the brake test bench with the inertia test allows you to perform a qualitative check of the car's service braking system. For an inertial bench, compactness, low metal content and simplicity are important factors.*

*The fulfillment of these requirements is ensured by the following design parameters of the stand: the layout of the rollers, the coefficient of adhesion of the tire and the roller, the value of the reduced inertial mass of the stand.*

*In order to test the functionality of the roller stand, an experiment was carried out in real working braking regimes. To solve this problem, sets of interchangeable rollers having different diameters were manufactured. The procedure for determining the maximum braking force was to measure the maximum deceleration on these rollers.*

*To increase the accuracy of the measurements, the actual moments of inertia of the interchangeable rollers were determined by the experimental calculating method of bifilar suspension. Based on the results of the experiment with interchangeable rollers, a plot was constructed of the dependence of the load utilization factor on the relative diameter of the roller.*

*The obtained experimental results on the whole confirm the assumptions about the expediency of reducing the diameter of the rollers. Rolls made of silumin alloy showed good values of load utilization factor. This is due to a higher coefficient of adhesion of rubber with aluminum. However, the disadvantage of such rollers is a soft surface, which quickly wears out an abrasive in the tire tread.*

*It should be noted that the use of rollers of smaller diameter gives a significant gain in metal consumption at the same required inertial mass of the rotating parts of the stand. The limitation here is the possible maximum rotational speed of the drive shaft to achieve the required test speed.*

**Keywords:** *Braking system, roller stand, roller diameter, moment of inertia.*

## References:

1. Varfolomeev Vladimir Nikolaevich. Issledovanie metodov diagnostirovaniya tehničeskogo sostoyaniya tormozov avtomobilya: dis. ... kand. tehn. nauk / Vladimir Nikolaevich Varfolomeev; HADI. – H., 1969. – 177s.
2. Govorushenko N.Ya. Tehničeskaya kibernetika transporta: uchebnoe posobie / N.Ya. Govorushenko, V.N. Varfolomeev. – H.: HGADTU, 2001. – 271 s.
3. Rolikovyе stendy dlya proverki tormoznyh i tyagovyh svojstv avtomobilej (teoriya, raschet i konstruirovaniye): / [Govorushenko N.Ya., Volkov V.P., Rabinovich E.H., Marmut I.A., Zuev V.A. ]. – H.: Izd-vo HNADU, 2009. – 344 s.
4. Kostin Yu.V. O kriteriyah vybora diametra begovyh barabanov stendov dlya diagnostirovaniya avtomobilej // Resp. mezhved. nauch.-tehn. sbornik «Avtomobilnyj transport». – K.: Tehnika. – 1987. – Vyp. 23. – S. 43-46.

5. Rabinovich Ernest Haimovich. Issledovanie i sovershenstvovanie metodov i sredstv stendovoj proverki avtomobilnyh tormozov: dis... kand. tehn. nauk / Rabinovich Ernest Haimovich; HADI. – H., 1981. – 229 s.
6. Gernet M.M. Opredelenie momentov inercii / Gernet M.M., Ratobylskij V.F. – M.: Mashinostroenie, 1979. – 247 s.