

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ПРИВЕДЕННЫХ МАСС В СИСТЕМЕ «АВТОМОБИЛЬ-СТЕНД» НА ТОЧНОСТЬ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ТОРМОЗОВ

Мармут И.А.

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет,

Для диагностирования тормозных качеств автомобилей наиболее приспособлены роликовые стенды инерционного типов. Как показывают многие исследования, именно они дают наиболее достоверную информацию о техническом состоянии автомобиля. Это касается, прежде всего, параметров, определяющих точность моделирования на стенде реальных скоростных и тепловых режимов. Точность диагностирования тормозной системы автомобиля на стенде инерционного типа зависит от многих факторов. Одними из определяющих являются значения приведенных масс вращающихся элементов в системе «автомобиль-стенд»: ролики, колеса и детали трансмиссии автомобиля. Основным конструктивным параметром инерционного роликового стенда является диаметр ролика. Приведенную массу трансмиссии можно определить, измеряя моменты инерции отдельных ее частей и приводя их к рассматриваемой оси. Но это трудоемкий процесс и занимает много времени. При этом приведенная масса трансмиссии также величина непостоянная: происходит износ деталей, хоть и небольшой, но на больших радиусах, что сказывается на интересующем нас значении.

Для определения приведенной массы трансмиссии используется два режима разгона автомобиля на стенде: - разгон от привода стенда, при этом вращаются два колеса автомобиля; - разгон от привода стенда, при котором вращается одно колесо автомобиля. Выполнен анализ этих режимов и составлены уравнения для определения приведенной массы трансмиссии.

Выполнен анализ изменения момента инерции колеса и вращающихся частей автомобиля, а также изменение радиуса колеса. На основании этого представлена общая вариация приведенной массы колеса и связанных с ним вращающихся частей автомобиля. Эта вариация может существенно повлиять на точность диагностирования. Пути компенсации этой неопределенности могут быть следующие. Вариант 1. При каждом диагностировании измерять фактические значения приведенной инерционной массы колес и трансмиссии. Вариант 2. Увеличить приведенную массу стенда таким образом, чтобы доля приведенной массы колеса и связанных с ним вращающихся частей автомобиля составляла небольшую часть и вносила погрешность не более допустимой.

Ключевые слова: *тормозная система, роликовый стенд, приведенная масса, радиус колеса, диагностика.*

Актуальность проблемы в общем виде

Для диагностирования тормозных качеств автомобилей наиболее приспособлены роликовые стенды инерционного типов. Как показывают многие исследования, именно они дают наиболее достоверную информацию о техническом состоянии автомобиля. Это касается, прежде всего, параметров, определяющих точность моделирования на стенде реальных скоростных и тепловых режимов [1, 2]. Точность диагностирования тормозной системы автомобиля на стенде инерционного типа зависит от многих факторов. Одними из определяющих являются значения приведенных масс вращающихся элементов в системе «автомобиль-стенд»: ролики, колеса и детали трансмиссии автомобиля.

Анализ последних исследований и публикаций

Основным конструктивным параметром инерционного роликового стенда является диаметр ролика [3], от которого зависит значение приведенной инерционной массы – основного функционального параметра стенда [4]. Также немаловажным показателем инерционного роликового стенда является его металлоемкость. Металлоемкость инерционного стенда в большой степени определяется следующими параметрами: величиной приведенной массы стенда (моментом инерции) [5]; диаметром роликов; типом нагрузочно-приводного устройства (НПУ) [6, 7].

Формулирование цели исследования (постановка задания)

В приведенную массу системы входит величина m_k – приведенная масса колес и связанных с ними вращающихся частей автомобиля. Когда речь идет о проверке ведомых колес, под вращающимися частями автомобиля понимаются детали тормозных механизмов колес. Анализ износа этих деталей приведен в [8].

При проверке ведущих колес под вращающимися частями понимается, кроме деталей тормозных механизмов, вращающиеся детали трансмиссии. Незнание этой величины также вносит погрешность в вычисление тормозной силы [9, 10].

Приведенную массу трансмиссии можно определить, измеряя моменты инерции отдельных ее частей и приводя их к рассматриваемой оси. Но это трудоемкий процесс и занимает много времени. При этом приведенная масса трансмиссии также величина непостоянная: происходит износ деталей, хоть и небольшой, но на больших радиусах, что сказывается на интересующем нас значении. Поэтому одним из заданий этого исследования является разработка методов, позволяющих определять приведенную массу трансмиссии конкретного автомобиля в любой период его эксплуатации, то есть независимо от степени износа деталей. Один из таких методов изложен ниже.

Результаты исследования

Приведенная масса трансмиссии.

Для определения приведенной массы трансмиссии используем два режима разгона автомобиля на стенде (см. рисунок 1).

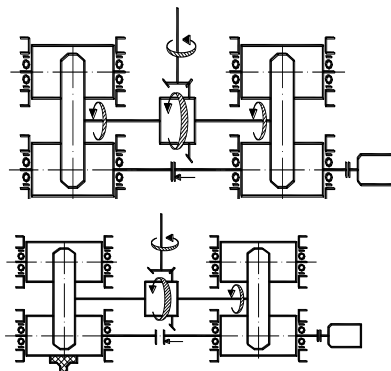


Рис.1. Определение приведенной массы трансмиссии:
а – режим 1: разгон от привода стенда, вращаются два колеса, б – режим 2: разгон от привода стенда, вращается одно колесо

Режим 2. Разгон от привода стенда. При этом вращается одно колесо автомобиля. Силовой баланс в этом случае описывается следующей формулой

$$F_{CT2} = 0,5 \cdot (F_{TPCT} + F_{TPK} + F_K) + a_2 \cdot (0,5 \cdot m_{CT} + m_K + m_T'), \quad (1)$$

где F_{CT2} – сила, создаваемая нагрузочно-приводным устройством стенда в режиме 2, Н; a_2 – линейное ускорение в режиме 2, м/с²; m_T' – приведенная масса трансмиссии в режиме 2, кг.

Найдем соотношение между m_T и m_T' . Для этого рассмотрим работу дифференциала и главной передачи автомобиля:

$$\frac{\omega_{K1} + \omega_{K2}}{2} = \omega_D, \quad (2)$$

где ω_{K1} , ω_{K2} – угловая скорость вращения соответственно первого и второго колеса, с⁻¹; ω_D – угловая скорость вращения коробки дифференциала, с⁻¹.

$$\frac{\omega_{KB}}{\omega_D} = i_0, \quad (3)$$

где ω_{KB} – угловая скорость вращения карданного вала, с⁻¹; i_0 – передаточное число главной передачи.

В режиме 1: $\omega_{K1} = \omega_{K2} = \omega_K$, значит $\omega_{KB} = \omega_K \cdot i_0$.

В режиме 2: $\omega_{K1} \neq 0$; $\omega_{K2} = 0$, значит $\omega_{KB} = \omega_K \cdot i_0 / 2$.

Для удобства приведем момент инерции трансмиссии к оси колеса по критерию равенства кинетических энергий:

$$\frac{I_{T0} \cdot \omega_{KB}^2}{2} = \frac{I_{Tp} \cdot \omega_K^2}{2}, \quad (4)$$

где I_{T0} – собственный момент инерции трансмиссии, кг·м²; I_{Tp} – момент инерции трансмиссии, приведенный к оси колеса, кг·м².

Приведенная масса трансмиссии – это отношение приведенного момента трансмиссии к радиусу колеса.

$$\text{Режим 1:} \quad m_T = \frac{I_{Tp} \cdot i_0^2}{R_K^2}, \quad (5)$$

$$\text{Режим 2:} \quad m_T' = \frac{I_{Tp} \cdot i_0^2}{4 \cdot R_K^2}. \quad (6)$$

Из этих формул видно, что приведенная масса трансмиссии во втором режиме в 4 раза меньше, чем в режиме 1.

Для дальнейших преобразований введем следующие обозначения:

$$\delta_K = \frac{2 \cdot m_K}{m_{CT}}, \quad (7)$$

$$\delta_T = \frac{m_T}{2 \cdot m_K}. \quad (8)$$

Уравнения (1) и (2) для режима 1 и 2 примут вид:

$$F_{CT1} = F_{TPCT} + F_{TPK} + F_K + a_1 \cdot m_T \cdot (1/(\delta_K \cdot \delta_T) + 1/\delta_T + 1), \quad (9)$$

$$F_{CT2} = 0,5 \cdot (F_{TPCT} + F_{TPK} + F_K) + a_2 \cdot m_T \cdot (0,5/(\delta_K \cdot \delta_T) + 0,5/\delta_T + 1/4). \quad (10)$$

Далее возможны два варианта.

Вариант 1: $F_{CT} = \text{const}$, $a = \text{var}$. *Вариант 2:* $F_{CT} = \text{var}$, $a = \text{const}$. Алгоритмы определения m_T показаны на рисунке 2.

Рассмотрим вариант 1. После преобразований приведенная масса трансмиссии будет вычисляться по формуле

$$m_T = \frac{F_{CT}}{a_2 \cdot (1 \pm \delta_K) \cdot [(\delta_K \cdot \delta_T)^{-1} + \delta_T^{-1} + 0,5] - a_1 \cdot (1 \pm \delta_a) \cdot [(\delta_K \cdot \delta_T)^{-1} + \delta_T^{-1} + 1]}, \quad (11)$$

где δ_a – относительная погрешность определения ускорений на стенде, %.

На стенде ПДС-Л ХНАДУ относительная ошибка определения ускорений $\delta_a = \pm 1$ %, что позволяет определить приведенную массу трансмиссии с точностью $\pm 1,283\%$.

Рассмотрим вариант 2. После преобразований приведенная масса трансмиссии будет вычисляться по формуле

$$m_T = \frac{2 \cdot F_{CT2} \cdot (1 \pm \delta_F) - F_{CT1} \cdot (1 \pm \delta_F)}{-0,5 \cdot a}, \quad (12)$$

где δ_F – относительная ошибка определения силы, развиваемой нагрузочно-приводным устройством стенда.

На стенде ПДС-Л ХНАДУ $\delta_F = \pm 3$ %, что дает большую ошибку в определении приведенной массы трансмиссии. Таким образом, используя первый вариант можно определить приведенную массу трансмиссии, что уменьшает ошибку вычисления тормозной силы.

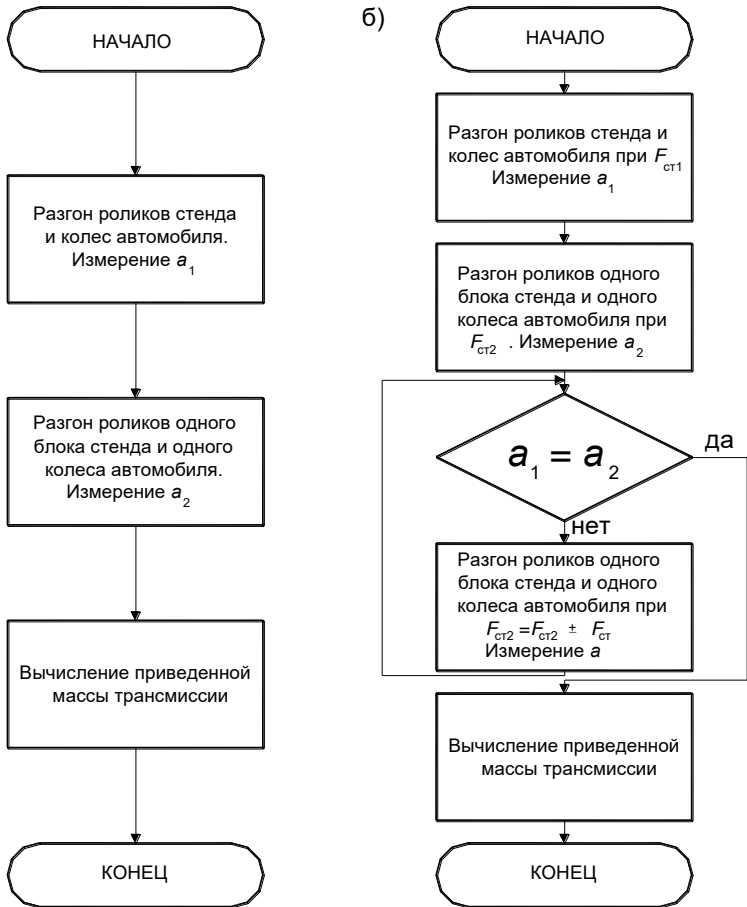


Рис. 2. Схема алгоритмов определения приведенной массы трансмиссии: а – вариант 1, б – вариант 2

Анализ вариации радиуса колеса.

Стандарт (ГОСТ 4754-97) допускает отклонение номинального радиуса колеса в пределах $\pm 1\%$. При изменении давления в шине радиус также незначительно варьируется. В статике измерить радиус колеса возможно, однако измерить динамический радиус колеса на роликах в движении значительно сложнее. Задача эта осложняется тем, что радиусы шины в контакте с передним и задним роликами могут быть разными и непостоянными – радиус заметно зависит от скорости и действующей на каждый контакт радиальной нагрузки, а последняя может быть разной в зависимости от передаваемого колесом крутящего момента.

Поскольку изменение радиальной нагрузки на контакт шины с роликами охватывает не весь возможный диапазон нагрузок (от 0 до N_{\max}), а лишь его часть, можно пренебречь

кривизной нагрузочной характеристики K . По крайней мере в нашей задаче, считать, что

$$R = R_0 - \lambda_{\text{шпр}} \cdot N, \quad (13)$$

где $\lambda_{\text{шпр}}$ – податливость шины на ролике данного диаметра, м/Н; N – усилие в контакте шины с роликом, Н.

Нагрузочные характеристики шин приведены на рисунках 3 и 4.

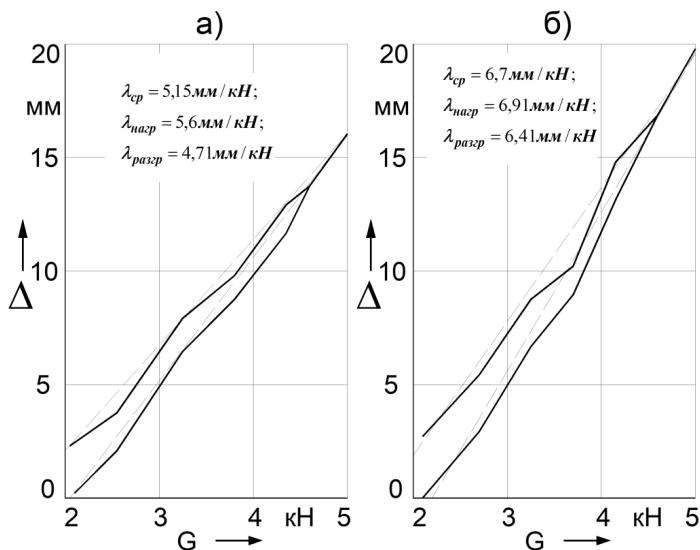


Рис.3. Нагрузочные характеристики шин 7,35-14 на ролике диаметром 374 мм: а – шина № 1, б – шина № 2

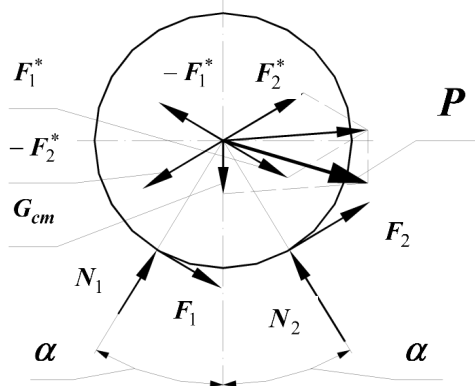


Рис.4. Появление горизонтальной силы, смещающей ось проверяемых колес

Из этого рисунка видно, что даже для двух шин средняя податливость отличается друг от друга на 30%, что можно объяснить разными начальными характеристиками покрышки.

Зависимость радиального усилия в контакте шины с роликами от тормозного момента описывается (для стэнда симметричной схемы) следующими зависимостями [1]:

$$N_1 = \frac{G_{CT}}{2 \cos \alpha} - M_T \cdot \left[\frac{1/\sin 2\alpha - \delta_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha - 0,5K_{ac} \cdot (ctg \alpha \mp R_{CT}/L)}{R_{CT} \cdot (1 + \delta_K)} \mp \frac{1}{2L \cdot \cos \alpha} \right]^*, \quad (14)$$

$$N_2 = \frac{G_{CT}}{2 \cos \alpha} + M_T \cdot \left[\frac{ctg \alpha + \delta_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha - 0,5K_{ac} \cdot (ctg \alpha \pm R_{CT}/L)}{R_{CT} \cdot (1 + \delta_K)} \pm \frac{1}{2L \cdot \cos \alpha} \right]^*, \quad (15)$$

где * – верхний знак относится к проверке передней оси.

На стэнде несимметричной схемы в конце торможения значения N_1 и N_2 ближе друг к другу, чем на стэнде симметричной схемы, поэтому и изменение радиуса будет меньше.

Тормозной момент, передаваемый колесом, можно рассчитать как момент, передаваемый этим колесом при движении по дороге:

$$M_{П1} = 0,5 \cdot j \cdot M_a \cdot \beta \cdot R_K, \quad (16)$$

$$M_{Т3} = 0,5 \cdot j \cdot M_a \cdot (1 - \beta) \cdot R_K, \quad (17)$$

где j - замедление автомобиля, m/c^2 ; M_a - масса автомобиля, кг; β – коэффициент распределения тормозных сил; R_K - радиус колеса, м.

Поскольку радиус колеса в формулу для определения приведенной массы колеса входит в знаменателе, то наибольшую вариацию m_K будет давать наибольшее изменение R_K , что наблюдается при проверке передней оси в контакте шины с задним роликом.

Результаты расчета вариации радиуса колеса 7,35-14 представлены в таблице 1.

Таблица 1

Общая расчетная вариация радиуса колеса

		R_{CP} , мм								
		min			cp			max		
		$M_T=0$	M_{Tmin}	M_{Tmax}	$M_T=0$	M_{Tmin}	M_{Tmax}	$M_T=0$	M_{Tmin}	M_{Tmax}
λ , мм/кН	I_{min}	311,4	308,5	307	314,4	311,7	310,3	317,6	315	313,5
	I_{cp}	309,4	306,3	304,7	312,6	309,6	307,9	315,9	312,8	311,1
	I_{max}	307,6	304,2	302,3	310,9	307,5	305,6	314,1	310,7	308,8

Анализ вариации приведенной массы колеса.

Проанализировав изменение момента инерции колеса и вращающихся частей автомобиля, связанных с ним, а также изменение радиуса колеса, можно представить общую вариацию приведенной массы колеса и связанных с ним вращающихся частей автомобиля (см. таблицу 2).

Таблица 2

Вариация приведенной массы колеса и связанных с ним вращающихся частей автомобиля

		$R_K, \text{ мм}$		
		$R_{K\text{max}}$	$R_{K\text{ср}}$	$R_{K\text{min}}$
$I_K, \text{ кг}\cdot\text{м}^2$	I_{min}	13,56	12,93	12,28
	$I_{\text{ср}}$	15,34	14,63	13,9
	I_{max}	17,12	16,33	15,51

Выводы

Как видно из таблицы, среднее значение $m_K = 14,62 \pm 2,42$ кг, что больше $[\Delta m_K] = 14,62 \pm 1,55$ кг. Поэтому необходимо искать пути компенсации этой неопределенности. Здесь возможны два варианта.

Вариант 1. При каждом диагностировании измерять фактические значения m_{K_i} методами, предложенными выше. На это потребуется время, как минимум 8 мин, что повлечет за собой уменьшение производительности поста диагностирования в 2 раза. В этом случае, для создания прежней производительности, необходим второй пост диагностики.

Вариант 2. Увеличить приведенную массу стенда таким образом, чтобы доля приведенной массы колеса и связанных с ним вращающихся частей автомобиля составляла небольшую часть и вносила погрешность не более допустимой.

Список использованных источников

1. 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.
2. 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.
3. Мармут И.А. Обоснование выбора диаметра роликов инерционного тормозного стенда / Мармут И.А. // Науковий журнал «Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів» ХНТУСГ ім. П.Василенка. – 2018. – № 13. – с. 241–247.
4. Мармут И.А. Обоснование выбора приведенной инерционной массы стенда с беговыми барабанами для передвижных диагностических станций / Мармут И.А., Рабинович Э.Х., Зуев В.О. // Вісник НПУ «ХП». – 2001. – №14. – с. 148–152.
5. Гернет М.М. Определение моментов инерции / Гернет М.М., Ратобильский В.Ф. – М.: Машиностроение, 1979. – 247 с.
6. Мармут И.А. К вопросу оптимизации конструктивных параметров роликового стенда для проверки тормозов / Мармут И.А., Рабинович Э.Х. // Транспорт, экология – устойчивое развитие: XXIV международ. науч.-техн. конф., 14-16 июня 2018 г.: статья. – Варна, 2018. – с. 119–124.
7. Мармут И.А. Совершенствование методики расчета инерционной массы роликового стенда / Мармут И.А. // Автомобіль і електроніка. Сучасні технології: V міжнар. наук.-техн. інтернет-конф., 20-21 лист. 2017 р.: тези доп. – Х., 2017, с. 166–168.
8. Мармут И.А. Влияние износа шин и деталей тормозных механизмов на точность стендовой проверки тормозов / Мармут И.А. // Збірник наукових праць ХНАДУ «Автомобільний транспорт». – 2005. – № 16. – с. 34–38.

9. Мармут І.А. Моделювання процесу гальмування автомобіля на інерційному роликовому стенді / Мармут І.А. // Синергетика, мехатроніка, телематика дорожніх машин і систем у навчальному процесі та науці: міжнар. наук.-практ. конф., 16 бер. 2017 р.: тези доп. – Х., 2017. – с. 155–159.

10. Мармут І.А. Математичні моделі стендової діагностики гальмівних систем автомобілів / Мармут І.А. // Науковий журнал Луцького НТУ «Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті». – 2018. – №2(11). – с. 90–96.

Анотація

АНАЛІЗ ВПЛИВУ ПРИВЕДЕНИХ МАС В СИСТЕМІ «АВТОМОБІЛЬ-СТЕНД» НА ТОЧНІСТЬ ДІАГНОСТУВАННЯ ГАЛЬМ

Мармут І.А.

Для діагностування гальмівних якостей автомобілів найбільш пристосовані роликові стенди інерційного типу. Як показують багато досліджень, саме вони дають найбільш достовірну інформацію про технічний стан автомобіля. Це стосується, перш за все, параметрів, що визначають точність моделювання на стенді реальних швидкісних і теплових режимів. Точність діагностування гальмівної системи автомобіля на стенді інерційного типу залежить від багатьох факторів. Одними з визначальних є значення приведених мас обертових елементів в системі «автомобіль-стенд»: ролики, колеса і деталі трансмісії автомобіля. Основним конструктивним параметром інерційного роликового стенда є діаметр ролика. Приведену масу трансмісії можна визначити, вимірюючи моменти інерції окремих її частин і приводячи їх до даної осі. Але це трудомісткий процес і займає багато часу. При цьому приведена маса трансмісії також величина непостійна: відбувається знос деталей, хоч і невеликий, але на великих радіусах, що позначається на значенні, яке нас цікавить. Тому необхідно мати методи, що дозволяють визначати наведену масу трансмісії конкретного автомобіля незалежно від ступеня зносу деталей.

Для визначення приведеної маси трансмісії використовується два режими розгону автомобіля на стенді: - розгін від приводу стенду, при цьому обертаються два колеса автомобіля; - розгін від приводу стенду, при якому обертається одне колесо автомобіля. Виконано аналіз цих режимів і складені рівняння для визначення приведеної маси трансмісії.

Виконано аналіз зміни моменту інерції колеса і обертових частин автомобіля, а також зміна радіуса колеса. На підставі цього представлена загальна варіацію приведеної маси колеса і пов'язаних з ним обертових частин автомобіля. Ця варіація може істотно вплинути на точність діагностування. Шляхи компенсації цієї невизначеності можуть бути наступні. Варіант 1. При кожному діагностуванні вимірювати фактичні значення приведеної інерційної маси коліс і трансмісії. Варіант 2. Збільшити приведену масу стенду таким чином, щоб частка приведеної маси колеса і пов'язаних з ним обертових частин автомобіля становила невелику частину і вносила похибка не більше допустимої.

Ключові слова: гальмівна система, роликовий стенд, приведена маса, радіус колеса, діагностика.

ANALYSIS OF THE EFFECT OF REDUCED MASSES IN THE CAR-STAND SYSTEM ON THE ACCURACY OF DIAGNOSING BRAKES

I. Marmut

For diagnosing the braking qualities of cars, inertial roller stands are most adapted. As many studies show, they provide the most reliable information about the technical condition of the car. This concerns, first of all, the parameters that determine the accuracy of modeling at the stand of real speed and thermal conditions. The accuracy of diagnosing the brake system of a car on an inertial type bench depends on many factors. One of the determining factors is the values of the reduced masses of rotating elements in the "car-stand" system: rollers, wheels and transmission parts of the car. The main structural parameter of the inertial roller stand is the diameter of the roller. The reduced mass of the transmission can be determined by measuring the moments of inertia of its individual parts and leading them to the axis under consideration. But this is a laborious process and takes a lot of time. At the same time, the reduced mass of the transmission is also variable: the parts wear, albeit small, but at large radii, which affects the value of interest to us. Therefore, it is necessary to have methods to determine the reduced mass of the transmission of a particular car at any period of its operation, that is, regardless of the degree of wear of the parts.

To determine the reduced mass of the transmission, two acceleration modes of the car on the stand are used: - acceleration from the drive of the stand, while two wheels of the car rotate; - Acceleration from the drive of the stand, in which one wheel of the car rotates. The analysis of these modes is carried out and equations are compiled to determine the reduced mass of the transmission.

Using the first option, it is possible to more accurately determine the reduced mass of the transmission. This reduces the error in calculating the braking force.

The analysis of changes in the moment of inertia of the wheel and the rotating parts of the car, as well as a change in the radius of the wheel. When tire pressure changes, the radius also varies slightly. In statics, it is possible to measure the radius of the wheel, but it is much more difficult to measure the dynamic radius of the wheel on rollers in motion. This task is complicated by the fact that the radii of the tire in contact with the front and rear rollers can be different and unstable - the radius noticeably depends on the speed and the radial load acting on each contact. Since the change in the radial load on the tire contact with the rollers does not cover the entire possible load range, but only a part of it, the curvature of the load characteristic can be neglected.

Based on this, a general variation of the reduced mass of the wheel and associated rotating parts of the vehicle is presented. This variation can significantly affect the accuracy of diagnosis. The ways to compensate for this uncertainty can be as follows. Option 1. For each diagnosis, measure the actual values of the reduced inertial mass of the wheels and transmission. Option 2. Increase the reduced mass of the stand so that the fraction of the reduced mass of the wheel and the rotating parts of the car associated with it is a small part and the error is no more permissible.

Key words: Brake system, roller stand, reduced mass, wheel radius, diagnostics.