

В. П. Волков¹
И. В. Грицук²
Т. В. Волкова¹
В. П. Кужель³
Н. Г. Бережная⁴

ОЦЕНКА ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ СТАБИЛЬНОСТИ ТОРМОЗНОГО УПРАВЛЕНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

¹Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

²Херсонская государственная морская академия

³Винницкий национальный технический университет

⁴Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко

Статья посвящена исследованию влияния элементов тормозного управления легковых транспортных средств на стабильность их тормозных свойств. Выполнен анализ влияния неравномерности тормозных сил на колёсах одной оси транспортных средств на отклонение распределения тормозных сил между осями от своего расчётного значения. При оценке погрешности регулирования распределения тормозных сил между осями транспортных средств учитывались три компонента: теоретическая погрешность, обусловленная несовершенством выбранного способа регулирования (отличие действительной расчетной характеристики регулирования от идеальной); погрешность, создаваемая за счёт нестабильности соотношения тормозных сил на передних и задних колёсах; дополнительная погрешность, обусловленная неравномерностью тормозных сил на колёсах отдельных осей, так как выполнение наиболее жёстких требований международных и национальных стандартов по эффективности торможения транспортных средств неразрывно связано с необходимостью повышения энергоёмкости тормозных механизмов. Под энергоёмкостью тормозных механизмов понимается способность последних рассеивать наибольшее количество энергии затормаживаемой машины без уменьшения показателей эффективности торможения до минимально допустимого уровня. Чрезмерный нагрев тормозных механизмов приводит к уменьшению коэффициента трения μ фрикционных поверхностей и повышенному износу фрикционных накладок, а тормозные механизмы являются наиболее нестабильным элементом тормозного управления, обеспечивающего поглощение и рассеяние энергии транспортного средства при торможении.

Нестабильность тормозных моментов на передних и задних колёсах, обусловленная изменением коэффициентов трения фрикционных пар, приводит не только к изменению распределения тормозных сил между осями и отдельными колёсами, но и к снижению эффективности торможения транспортных средств в условиях эксплуатации.

Предложен метод позволяющий производить оценку качества регулирования распределения тормозных сил между осями автомобиля с учётом нестабильности тормозных сил на колёсах.

Ключевые слова: транспортное средство, стабильность, тормозное управление, тормозные свойства, тормозной механизм, коэффициент трения, распределение тормозных сил.

Введение

Стабильность тормозных свойств в течение всего периода эксплуатации обеспечивает необходимый технический уровень и конкурентоспособность транспортных средств (ТС). Соответствие этих свойств предъявляемым требованиям можно обеспечить при прогнозировании на стадии проектирования развития требований к тормозным свойствам как новых ТС, так и ТС, находящихся в эксплуатации.

Параметры, определяющие стабильность показателей эффективности торможения, ТС должны обеспечивать требуемые показатели тормозных свойств не только в начале, но и в течение всего периода эксплуатации, при любом сочетании внешних воздействий и внутренних возмущений в тормозном управлении.

Внутренние изменения (возмущения) в тормозном управлении могут быть обратимыми и необратимыми, а также – устранимыми в результате технического обслуживания или ремонта. К числу обратимых изменений, оказывающих влияние на эффективность торможения ТС, относится изменение коэффициента трения тормозных пар [1, 2, 3, 4]. Это связано с нагревом фрикционных пар в результате

интенсивных, частых или длительных торможений, а также – попаданием влаги или грязи. Оценку способности тормозного управления адаптироваться к указанным изменениям проводят при тормозных испытаниях [4]. Оценку эффективности торможения при нагретых тормозах осуществляют в процессе испытаний тип I и II. Кроме того, предусмотрен специальный этап испытаний – определение термонагруженности и эффективности охлаждения тормозных механизмов. В стандарте [4] предусмотрен также этап испытаний, заключающийся в определении остаточной эффективности и восстанавливаемости «мокрых» тормозных механизмов. К числу необратимых изменений, влияющих на эффективность торможения, относятся изменение свойств рабочего тела (жидкости или воздуха), используемых в тормозном приводе. Эти изменения оказывают влияние на увеличение времени срабатывания тормозного привода, снижение приводного давления и тормозных моментов на колёсах. Уменьшение передаточной функции тормозного привода может быть вызвано образованием пробок, отложений или вмятин на внутренних поверхностях трубопроводов. Для пневматического тормозного привода представляет опасность образования конденсата.

К числу изменений в тормозном управлении, устраняемым при техническом обслуживании или ремонте относятся увеличенный зазор между поверхностями фрикционной пары и недопустимый износ последних.

Анализ публикаций и цель исследования

Критериями оценки эффективности торможения в соответствии со стандартом [4] являются тормозной путь S_T и среднее установившееся замедление $j_{уст}$. Тормозной путь позволяет судить о тормозной системе автомобиля в целом и установившееся замедление, характеризующее тормозные механизмы, – наиболее нестабильные элементы тормозной системы.

Тормозной путь автомобиля зависит как от начальной скорости торможения и дорожных условий, так и от продолжительности динамической стадии процесса торможения. Установившееся замедление не зависит от начальной скорости торможения и характеризует способность автомобиля создавать максимальную тормозную силу.

В настоящее время на ТС категории M_1 (сегмент C, D, E, F) устанавливаются дисковые тормозные механизмы (ДТМ) имеющие лучшую стабильность показателей эффективности торможения [1, 2, 3, 4]. На легковые ТС (сегмента А, В) могут, как вариант, устанавливать ДТМ – на передние колеса, барабанные тормозные механизмы (БТМ) – на задние колеса.

Тормозные механизмы являются наиболее нестабильным элементом тормозного управления, обеспечивающего поглощение и рассеяние энергии ТС при торможении. Нестабильность тормозных моментов на колесах не оказывает существенного влияния на снижение общей тормозной силы (эффективности торможения) при наличии усилителей в приводе, но значительно влияет на устойчивость ТС при торможении, поскольку вызывает значительное изменение коэффициента распределения тормозных сил между осями и появление их бортовой неравномерности [4, 5, 6, 7].

Целью исследования является оценка функциональной стабильности элементов тормозного управления транспортных средств.

Оценка влияния тормозных механизмов на стабильности распределение тормозных сил между осями легковых транспортных средств

Стабильность величин моментов, создаваемых тормозными механизмами, оказывает влияние не только на величину тормозного пути, но и на устойчивость ТС. Неравномерность тормозных моментов на колёсах различных бортов приводит к появлению дополнительного момента, разворачивающего ТС в плоскости дороги [1, 2].

Для оценки стабильности выходных показателей тормозных механизмов в [2, 3, 4] используется так называемая тормозная характеристика, выражающая зависимость внутреннего передаточного числа тормозного механизма от коэффициента трения μ . Критериями чувствительности тормозных механизмов к изменению коэффициента трения μ являются такие показатели, как коэффициент чувствительности, относительная чувствительность, коэффициент стабильности тормозного момента, коэффициент изменения тормозного момента, приведенная эффективность тормозного механизма и некоторые другие. Выполнение наиболее жёстких требований международных и национальных стандартов по эффективности торможения ТС неразрывно связано с необходимостью повышения энергоёмкости тормозных механизмов.

Под энергоёмкостью тормозных механизмов понимается способность последних рассеивать наибольшее количество энергии затормаживаемой машины без уменьшения показателей эффективности торможения до минимально допустимого уровня. Чрезмерный нагрев тормозных

механизмов приводит к уменьшению коэффициента трения μ фрикционных поверхностей и повышенному износу фрикционных накладок.

Обеспечение высокой эффективности и стабильности действия возможно при обеспечении следующих условий:

- рациональном выборе типа тормозных механизмов для рассматриваемого ТС;
- обеспечении требуемого теплового режима и условий охлаждения фрикционных поверхностей;
- обеспечении равномерной энергонагруженности фрикционных пар тормозного механизма, тормозных механизмов одной оси, тормозных механизмов различных осей, а также – тормозных механизмов тягача и прицепа,
- применение тормозных механизмов с отрицательным серводействием (отрицательной обратной связью по тормозному моменту) [2].

Наиболее рациональным типом тормозного механизма является такой, в котором согласовано распределение генерируемого по поверхности трения тепла с направлениями тепловых потоков, отводимых от нагретых поверхностей. Если на этапе проектирования неизвестны отводимые тепловые потоки, то необходимо стремиться к равномерной генерации тепла по поверхностям трения [1].

Следует отметить, что не все принимаемые в автотракторостроении типы тормозных механизмов могут обеспечить равномерное ленточное распределение генерируемого тепла по поверхностям трения. В БТМ из-за переменнойности давления по площади трения при одинаковой скорости скольжения эпюра мощности трения (характеризующая распределение генерируемого тепла) соответствует эпюре давлений. В ДТМ есть возможность согласования износных характеристик фрикционных материалов, закона распределения контактных давлений со скоростью скольжения и формой фрикционных накладок [1], что даёт возможность получить более равномерное распределение температуры по поверхностям трения.

В работах [5, 6, 7] авторами рассмотрено влияние нестабильности тормозных механизмов на изменение распределения тормозных сил между осями и курсовую устойчивость автомобиля при торможении. Проведенный статистический анализ [5] изменения коэффициентов трения ДТМ на примере ТС сегмента С (полной массой 915–945 кг) и изменение тормозного момента задних БТМ ТС позволил определить характеристики распределения указанных случайных величин. Предполагая, что передние тормозные колодки рассматриваемых ТС имеют один и тот же материал фрикционных накладок, выполнена статистическая оценка изменения распределения тормозных сил между его осями.

Предположим, что на передней и задней осях ТС отсутствует неравномерность тормозных моментов, т.е. коэффициенты трения и тормозные моменты на левых и правых колесах соответствующих осей равны между собой. В этом случае изменение распределения тормозных сил между осями определяется зависимостью (1) [5-8]:

$$\Delta\beta'_{\text{о1}} = \left(\frac{\Delta P_{T2}}{P_{T2}} - \frac{\Delta P_{T1}}{P_{T1}} \right) \beta_{\text{о0}} \ln \beta_{\text{о0}}, \quad (1)$$

где $\Delta\beta'_{\text{о1}}$ – отклонение действительного коэффициента распределения тормозной силы на переднюю ось, обусловленное нестабильностью соотношения P_{T2} / P_{T1} ; P_{T1} , P_{T2} – тормозные силы на колесах

передней и задней осей соответственно; $\Delta \left(\frac{P_{T2}}{P_{T1}} \right)$ – отклонение соотношения P_{T2} / P_{T1} от расчётного значения.

Передние дисковые тормозные механизмы являются тормозами прямого действия, т.е. создаваемый ими момент пропорционален коэффициенту трению между накладками и диском. Поэтому относительное изменение тормозной силы на передней оси $\delta P_{T1} = \frac{\Delta P_{T1}}{P_{T1}}$ равно относительному изменению коэффициента трения $\delta\mu$. Ранее, в работе [5] определены статистические характеристики абсолютного изменения коэффициента трения между фрикционными накладками и тормозным диском, возникающего при нагреве тормоза. Наиболее вероятные значения абсолютного изменения коэффициента трения:

$$\Delta\mu = m_{\Delta\mu} \pm \sigma_{\Delta\mu} = -0,17 \pm 0,08. \quad (2)$$

Статистические характеристики максимального значения коэффициента трения (для поверхностей, прошедших термическую приработку) также определены в работах [5, 6, 7] и имеют следующие численные значения: $\mu_{\max} = 0,47$, $\sigma_{\mu_{\max}} = \pm 0,075$. Таким образом, наиболее вероятные значения начального (максимального) коэффициента трения находятся в пределах

$$\mu_{\max} = m_{\mu_{\max}} \pm \sigma_{\mu_{\max}} = 0,47 \pm 0,075. \quad (3)$$

Относительное изменение тормозной силы на передней оси (при равных тормозных моментах на левом и правом колесах)

$$\delta P_{T1} = \delta \mu = \frac{\Delta \mu}{\mu_{\max}} = -\frac{0,17 \mp 0,08}{0,47 \pm 0,075}. \quad (4)$$

Очевидно, что

$$\begin{aligned} \delta P_{T1\min} &= -\frac{0,17 + 0,08}{0,47 - 0,075} = -0,633; \\ \delta P_{T1\max} &= -\frac{0,17 - 0,08}{0,47 + 0,075} = -0,165. \end{aligned}$$

Для оценки изменения тормозного момента заднего БТМ, рассматриваемого ТС, определяем статистические характеристики относительного его изменения при циклических торможениях, сопровождающихся нагревом фрикционных поверхностей:

$$\delta M_{T2} = \frac{\Delta M_{T2}}{M_{T\max}} = m_{M_T} \pm \sigma_{M_T} = -0,406 \pm 0,171, \quad (5)$$

В работе [5] определено расчетное значение начального действительного коэффициента распределения тормозных сил, которое равно $\beta_{\partial 0} = 0,617$. Таким образом, подставляя в соотношение (1) полученные численные значения определим:

$$\Delta \beta'_{\partial 1\max} = (-0,406 - 0,171 + 0,165) \cdot 0,617 \cdot \ln 0,617 = 0,123;$$

$$\Delta \beta'_{\partial 1\min} = (-0,406 + 0,171 + 0,633) \cdot 0,617 \cdot \ln 0,617 = -0,119.$$

Предельные значения коэффициента действительного распределения тормозных сил между осями

$$\beta_{\partial \max} = \beta_{\partial 0} + \Delta \beta'_{\partial 1\max} = 0,617 + 0,123 = 0,739; \quad (6)$$

$$\beta_{\partial \min} = \beta_{\partial 0} + \Delta \beta'_{\partial 1\min} = 0,617 - 0,119 = 0,498. \quad (7)$$

Предположим, что коэффициенты трения фрикционных поверхностей тормозов и тормозные моменты на левых и правых колесах не одинаковы. Это выражается в появлении дополнительного изменения $\Delta \beta'_{\partial 1}$ коэффициента распределения тормозных сил между осями, который определяется как [2]

$$\delta \beta'_{\partial 1} = -\frac{1}{2} \ln \beta_{\partial 0} \cdot \left[\Delta \left(\frac{P_{T12}}{P_{T11}} \right) - \Delta \left(\frac{P_{T22}}{P_{T21}} \right) \right]. \quad (8)$$

Отсюда, с учётом того, что при ($P_{T11}=P_{T12}$; $P_{T21}=P_{T22}$), получим:

$$\Delta_1 = \left(\frac{\Delta P_{T12}}{P_{T12}} - \frac{\Delta P_{T11}}{P_{T11}} \right) = \delta P_{T12} - \delta P_{T11}; \quad (9)$$

$$\Delta_2 = \left(\frac{\Delta P_{T22}}{P_{T22}} - \frac{\Delta P_{T21}}{P_{T21}} \right) = \delta P_{T22} - \delta P_{T21}, \quad (10)$$

тогда (8) примет вид:

$$\Delta\beta''_{\partial 1} = -\frac{1}{2}\beta_{\partial 0} \cdot (\delta P_{T12} - \delta P_{T11} - \delta P_{T22} + \delta P_{T21}) \cdot \ln \beta_{\partial 0}. \quad (11)$$

Принимаем: $\delta P_{T11} = \delta\mu_{11} = -0,633$; $\delta P_{T12} = \delta\mu_{12} = -0,165$; $\delta P_{T21} = \delta M_{T21} = -0,406 - 0,171 = -0,577$; $\delta P_{T22} = \delta M_{T22} = -0,406 + 0,171 = -0,235$. Подставляя указанные числовые значения в формулу (12) [2], получим:

$$\Delta\beta''_{\partial 1} = -\frac{1}{2}\beta_{\partial 0} (\delta P_{T12} - \delta P_{T11} - \delta P_{T22} + \delta P_{T21}) \ln \beta_{\partial 0}, \quad (12)$$

$$\Delta\beta''_{\partial 1} = -\frac{1}{2}0,617 \cdot (-0,633 + 0,165 + 0,577 - 0,235) \cdot \ln 0,617 = -0,019.$$

Предельные значения коэффициента распределения тормозных сил между осями с учетом неравномерности тормозных моментов на колесах одной оси

$$\beta_{\partial \max} = \beta_{\partial 0} + \Delta\beta'_{\partial 1 \max} + \Delta\beta''_{\partial 1} = 0,617 + 0,123 - 0,019 = 0,720;$$

$$\beta_{\partial \min} = \beta_{\partial 0} + \Delta\beta'_{\partial 1 \min} + \Delta\beta''_{\partial 1} = 0,617 - 0,119 - 0,019 = 0,479.$$

Рассмотрим характеристики тормозного управления рассматриваемого ТС. Идеальные по условиям максимального использования сцепного веса автомобиля при торможении тормозные силы на передней и задней осях ТС определяются как

$$P_{T1\partial} = \phi \cdot G \cdot \left(\frac{b}{L} + \phi \cdot \frac{h}{L} \right) = \phi \cdot G \cdot \beta_{\partial}; \quad (13)$$

$$P_{T2\partial} = \phi \cdot G \cdot \left(\frac{a}{L} - \phi \cdot \frac{h}{L} \right) = \phi \cdot G \cdot (1 - \beta_{\partial}), \quad (14)$$

где b – расстояние от задней оси до проекции центра масс ТС на горизонтальную плоскость; h – высота центра масс ТС; L – продольная колёсная база; ϕ – коэффициент сцепления колёс с дорогой.

Идеальные удельные тормозные силы на передней и задней осях ТС будут равны

$$\gamma_{1\partial} = \frac{P_{T1\partial}}{G} = \phi \cdot \beta_{\partial}; \quad (15)$$

$$\gamma_{2\partial} = \frac{P_{T2\partial}}{G} = \phi \cdot (1 - \beta_{\partial}). \quad (16)$$

Значения геометрических параметров рассматриваемого ТС [2] равны:

- в снаряженном состоянии

$$\frac{b}{L} = 0,540; \quad \frac{a}{L} = 0,460; \quad \frac{h}{L} = 0,236;$$

- полностью груженого

$$\frac{b}{L} = 0,458; \quad \frac{a}{L} = 0,542; \quad \frac{h}{L} = 0,229.$$

На рис. 1 приведена зависимость $\gamma_{2\partial} = \gamma_{2\partial}(\gamma_{1\partial})$ для снаряженного и полностью груженого ТС. На этом же графике приведены действительные зависимости между удельными тормозными силами на передней и задней осях

$$\gamma_{2\partial} = \gamma_{1\partial} \cdot \frac{1 - \beta_{\partial}}{\beta_{\partial}}. \quad (17)$$

Ломаная 3 соответствует расчетной характеристике тормозной системы (при пересечении соответствующей кривой идеальной характеристики происходит включение регулятора тормозных сил). Регуляторная часть действительной характеристики своя для каждой из загрузок автомобиля (точка включения регулятора тормозных сил зависит от вертикальной нагрузки на заднюю ось). Прямые 4, 5, 6, 7 (рис. 1) иллюстрируют зависимость (17) при отклонениях коэффициента

распределения тормозных сил β_0 от своего расчетного значения, обусловленных нестабильностью тормозных механизмов. Из рис. 1 видно, что нестабильность тормозных механизмов приводит к увеличению угла наклона действительной характеристики к оси $O\gamma_1$. Это увеличивает вероятность опережающего блокирования задних колес, что может привести к заносу автомобиля при торможении.

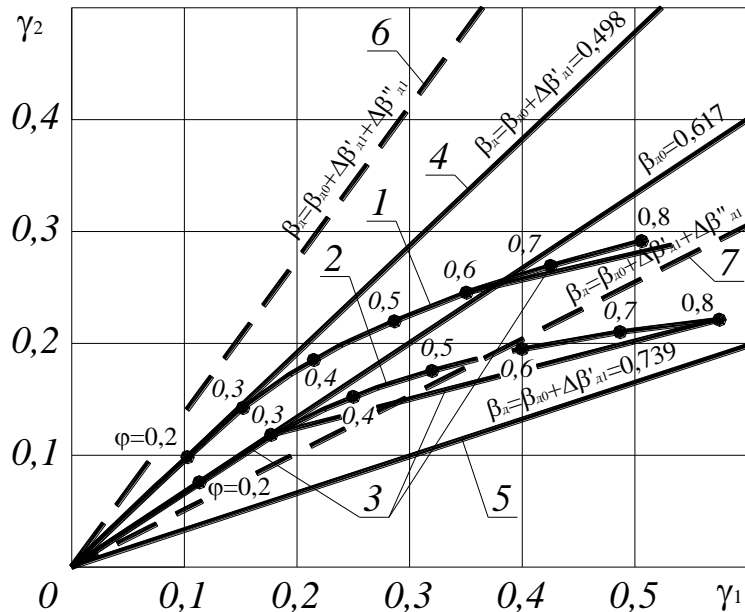


Рис. 1. Характеристики распределения тормозных сил между осями ТС: 1, 2 – идеальное распределение тормозных сил при полностью груженом и снаряженном ТС; 3 – действительное распределение тормозных сил между осями, соответствующее расчетным значениям коэффициентов трения передних и задних тормозных механизмов; 4, 5 – постоянное распределение тормозных сил между осями при изменении коэффициентов трения передних и задних тормозных механизмов в пределах одного среднего квадратичного отклонения; 6, 7 – постоянное распределение тормозных сил между осями, учитывающее изменения коэффициентов трения передних и задних тормозных механизмов в пределах одного среднего квадратичного отклонения, а также неравномерность передних и задних тормозных механизмов

Для обеспечения устойчивости автомобиля при торможении необходимо стремиться к тому, чтобы выполнялось условие

$$\Delta\beta = \beta_0 - \beta_{00} \geq 0. \quad (18)$$

Общее отклонение коэффициента распределения тормозных сил между осями определяется зависимостью (19) [2, 5].

$$\Delta\beta = \Delta\beta_0 + \Delta\beta'_1 + \Delta\beta''_1, \quad (19)$$

где $\Delta\beta_0$ – теоретическая погрешность, обусловленная несовершенством выбранного способа регулирования (отличие действительной характеристики регулирования от идеальной); $\Delta\beta'_1$ – погрешность, создаваемая за счёт нестабильности соотношения тормозных сил на передних и задних колёсах; $\Delta\beta''_1$ – дополнительная погрешность, обусловленная неравномерностью тормозных сил на колёсах отдельных осей.

В нашем случае $\Delta\beta_0 \geq 0$.

Для того, чтобы избежать опережающего блокирования задних колес автомобиля при торможении при отклонении действительного коэффициента распределения тормозных сил между осями от расчетного значения за счет нестабильности тормозных механизмов необходимо обеспечивать выполнение условия

$$\Delta\beta_0 \geq -(\Delta\beta'_{01} + \Delta\beta''_{01}). \quad (20)$$

Занос наиболее опасен на скользкой дороге, т.е. при малых значениях коэффициента сцепления колес с дорогой. Кроме того, при малых значениях коэффициента сцепления, когда регулирование тормозных сил еще не началось, соотношение между тормозными силами на передней и задней осях остается величиной постоянной. При снаряженном ТС нагрузка на заднюю ось минимальна, что также увеличивает опасность опережающего блокирования задних колес. При снаряженном ТС (см. рис. 1)

регулювання починається при $\varphi=0,3$. Поскольку считается, что минимальное значение коэффициента сцепления составляет $\varphi' = 0,2$, то при $\varphi=0,2-0,3$ увеличивается опасность опережающего блокирования задних колес и заноса ТС.

Для рассматриваемого ТС

$$\Delta\beta_0 = \beta_{\partial 0} - \beta_{\text{зад}} = 0,617 - \frac{b}{L} - \varphi \cdot \frac{h}{L}. \quad (21)$$

Для снаряженного ТС

$$\Delta\beta_0 = 0,617 - 0,540 - \varphi \cdot 0,236 = 0,077 - 0,236 \cdot \varphi. \quad (22)$$

Для полностью груженого ТС

$$\Delta\beta_0 = 0,617 - 0,458 - \varphi \cdot 0,229 = 0,159 - 0,229 \cdot \varphi. \quad (23)$$

На рис. 2 приведены зависимости $\Delta\beta_0$ от φ для снаряженного и полностью груженого ТС. Анализ графиков, приведенных на рис. 2 показывает, что у ТС возможно получение значительных по абсолютной величине отрицательных значений $\Delta\beta$, что свидетельствует о высокой функциональной нестабильности тормозного управления.

Нестабильность тормозных моментов на передних и задних колёсах, обусловленная изменением коэффициентов трения фрикционных пар, приводит не только к изменению распределения тормозных сил между осями и отдельными колёсами, но и к снижению эффективности торможения автомобиля.

Компенсировать уменьшение общей тормозной силы P_T (и созданного ею замедления ТС j) можно за счёт увеличения приводного давления p . Однако в легковых ТС усилители в тормозном приводе имеют нелинейную характеристику, ограничивающую величину максимального приводного давления. Поэтому дальнейший анализ будет построен в предпосылке постоянного приводного давления (принимая его значение равным расчётному).

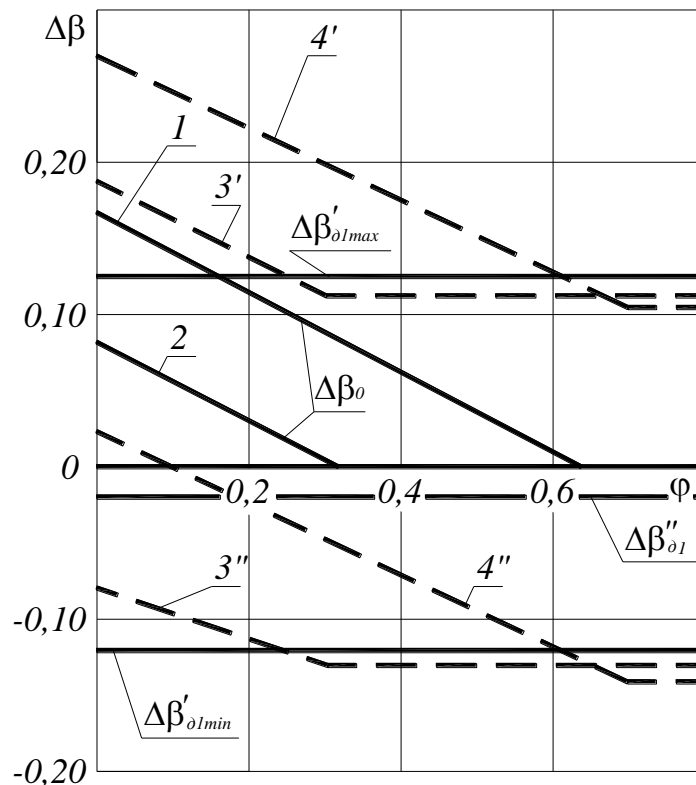


Рис. 2. Зависимость $\Delta\beta = \Delta\beta(\varphi)$: 1 – теоретическая погрешность $\Delta\beta_0$ для груженого ТС; 2 – теоретическая погрешность $\Delta\beta_0$ для снаряженного ТС; 3', 3'' – предельные значения $\Delta\beta$ для снаряженного ТС; 4', 4'' – предельные значения $\Delta\beta$ для полностью груженого ТС

Относительное изменение общей тормозной силы, обусловленное изменением тормозных сил на осях (принимая, что тормозные силы на левом и правом колёсах одной оси равны между собой):

$$\delta P_T = \delta j = \frac{\Delta P_T}{P_T} = \frac{\Delta P_{T1}}{P_T} + \frac{\Delta P_{T2}}{P_T} = \frac{\Delta P_{T1} P_{T1}}{P_{T1} P_T} + \frac{\Delta P_{T2} P_{T2}}{P_{T2} P_T} = \beta_{\delta 0} \cdot \delta P_{T1} + (1 - \beta_{\delta 0}) \cdot \delta P_{T2} = \beta_{\delta 0} \cdot (\delta P_{T1} - \delta P_{T2}) + \delta P_{T2}. \quad (24)$$

Из формулы (24) видно, что в случае

$$\delta P_{T1} = \delta P_{T2}; \quad (25)$$

$$\delta P_T = \delta P_{T2} = \delta P_{T1}. \quad (26)$$

Коэффициент действительного распределения тормозных сил между осями

$$\beta_{\delta} = \frac{P_{T1} + \Delta P_{T1}}{P_{T1} + \Delta P_{T1} + P_{T2} + \Delta P_{T2}} = \frac{P_{T1}}{P_{T1} + P_{T2} \frac{1 + \delta P_{T2}}{1 + \delta P_{T1}}}. \quad (27)$$

При выполнении условия (25) $\beta_{\delta} = \beta_{\delta 0}$.

Определим допустимое снижение общей тормозной силы (установившегося замедления) ТС при увеличении с течением времени минимально допустимого среднего установившегося замедления (используя зависимость (2.2) [2]). Допустимое отношение снижения среднего установившегося замедления

$$[\delta P_T] = [\delta j] = \frac{[j_{уст}] - j_{max}}{j_{max}} = \frac{[j_{уст}]}{\phi'' g} - 1 = -\exp(-B\lambda). \quad (28)$$

На рис.3 приведены кривые (28) для ТС категории M_1 при испытаниях $0, I, II$ и при проверки тормозных свойств легковых ТС, находящихся в эксплуатации.

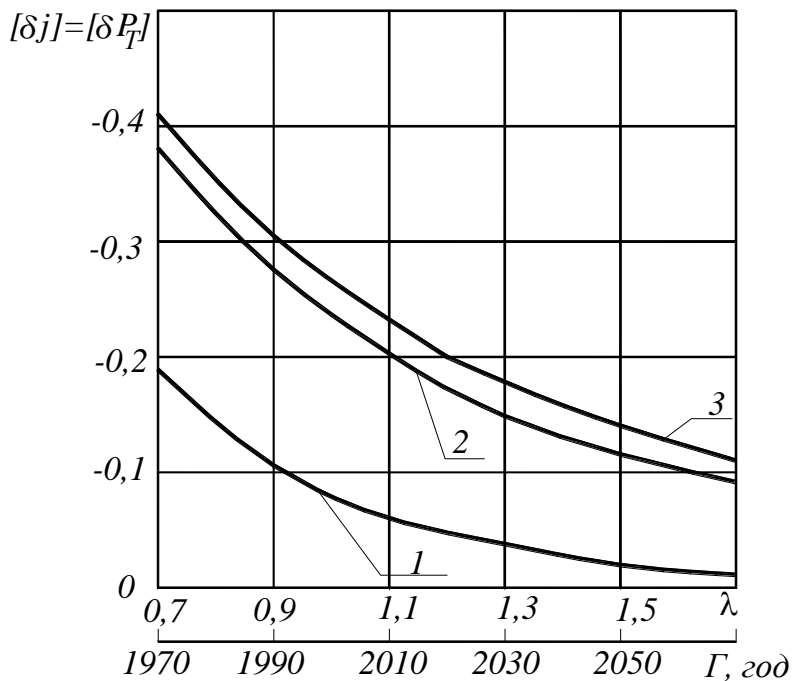


Рис. 3. Зависимость допустимого уменьшения общей тормозной силы (установившегося замедления) ТС категории M_1 от времени: 1 – при испытаниях 0 («холодные» тормоза); 2 – при испытаниях I и в эксплуатации; 3 – при испытаниях II

Кривая изменения δj для проверки тормозных свойств ТС категории M_1 , находящихся в эксплуатации, совпадает с кривой для испытаний I . Это связано с тем, что $B_I = 1,424 \pm 0,094$, а $B_0 = 1,428 \pm 0,146$.

Очевидно, что необходимо обеспечить выполнение условия $\delta P_T = \delta j \geq [\delta j]$, т.е.

$$\beta_{\delta 0} (\delta P_{T1} + \delta P_{T2}) + \delta P_{T2} \geq -\exp(-B\lambda). \quad (29)$$

Чувствительность тормозного управления ТС к изменению тормозных сил на осях определяется по зависимостям

$$\frac{\partial(\delta P_T)}{\partial(\delta P_{T1})} = \beta_{00}; \quad (30)$$

$$\frac{\partial(\delta P_T)}{\partial(\delta P_{T2})} = 1 - \beta_{00}; \quad (31)$$

Поскольку для легковых ТС $\beta_{00} > 0,5$, то и влияние нестабильности передних тормозов на снижение эффективности торможения более ощутимое, чем влияние нестабильности задних тормозов.

Для передних тормозных механизмов ТС сегмента С оговаривается нижний предел коэффициента трения для «холодных» тормозных механизмов $\mu_{X \min} = 0,33$, а при нагретых тормозных механизмах – $\mu_{Г \min} = 0,3$. При расчётах тормозных механизмов принимают значения коэффициента трения $\mu_{расч} = 0,3-0,35$.

Выводы

Выполнен анализ влияния неравномерности тормозных сил на колёсах одной оси транспортных средств на отклонение распределения тормозных сил между осями от своего расчётного значения. При оценке погрешности регулирования распределения тормозных сил между осями транспортных средств учитывались три компонента: теоретическая погрешность, обусловленная несовершенством выбранного способа регулирования (отличие действительной расчетной характеристики регулирования от идеальной); погрешность, создаваемая за счёт нестабильности соотношения тормозных сил на передних и задних колёсах; дополнительная погрешность, обусловленная неравномерностью тормозных сил на колёсах отдельных осей. Нестабильность тормозных моментов на передних и задних колёсах, обусловленная изменением коэффициентов трения фрикционных пар, приводит не только к изменению распределения тормозных сил между осями и отдельными колёсами, но и к снижению эффективности торможения транспортных средств в условиях эксплуатации. Установлено, что для «холодных» тормозов коэффициент трения фрикционных пар, находящихся в пределах $\mu_X = 0,46 \pm 0,10$, а для «горячих» тормозов – $\mu_G = 0,340 \pm 0,068$. Это означает, что проблема снижения общей тормозной силы для рассматриваемых транспортных средств неактуальна.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Г. С. Гудз, и Я. П. Яворский, «Сравнительный анализ теплонагруженности дисковых тормозных механизмов автобусов при различных типах испытаний», в *Автомобильный транспорт: сб. науч. тр.* Харьков: ХГАДТУ, 2001, выпуск 7–8, с. 50-52.
- [2] В. П. Волков, *Обеспечение стабильности тормозных свойств автотранспортных средств.* Харьков: ХНАДУ, 2003. 306 с.
- [3] К. Л. Дюбек, И. А. Левин, и П. В. Антонов, «Повышение безопасности легковых автомобилей совершенствованием тормозных систем», *Автомобильная промышленность.* № 3, с. 22-25, 1973.
- [4] *Единые предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении торможения.* Правила ЕЭК ООН №13. Изд-во ООН, 1973. 74 с.
- [5] В. П. Волков, «Оценка стабильности распределения тормозных сил между осями колесной машины», в *Автомобильный транспорт: сб. науч. тр.* Харьков: ХГАДТУ, 2001, выпуск 7–8, с. 72-74.
- [6] В. П. Волков, «Влияние нестабильности идеального распределения тормозных сил между осями на курсовую устойчивость автомобиля», *Современные методы управления, технологии и организации производства, ремонта и эксплуатации автомобилей.* К.: МОИН, ТАУ, УТУ, 2001, выпуск 11, с. 36-39.
- [7] В. П. Волков, и М. А. Подригало, «Влияние стабильности тормозных механизмов на распределение тормозных сил между осями колесных машин», *Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету.* Вип.3/(14), с. 30-33, 2002.
- [8] В. П. Волков, І. В. Грицук, Ю. В. Грицук, Т. В. Волкова, В. П. Кужель, і Ю. В. Волков, «Загальний підхід до формування моделей оцінювання технічного стану автомобіля в умовах експлуатації», *Вісник Машинобудування та транспорту.* № 1(9), с. 27-37, 2019. DOI: <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2019-9-1-27-37>.

Волков Владимир Петрович – д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой технической эксплуатации и сервиса автомобилей, e-mail: volf-949@ukr.net.

Волкова Татьяна Викторовна – канд. техн. наук, доцент кафедры транспортных технологий, e-mail: olf949@ukr.net.

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, г. Харьков

Грицук Игорь Валерьевич – д-р техн. наук, профессор, профессор кафедры эксплуатации судовых энергетических систем, e-mail: griksuk_iv@ukr.net.

Херсонская государственная морская академия, г. Херсон

Кужель Владимир Петрович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри автомобилей и транспортного менеджмента, e-mail: kuzhel2017@gmail.com.

Винницький національний технічний університет, г. Вінниця

Бережная Наталия Георгиевна – канд. техн. наук, доцент кафедри транспортних технологій и логістики, e-mail: bereg_nat@ukr.net.

Харківський національний технічний університет сільського господарства имени Петра Василенко, г. Харків

V. Volkov¹
I. Gritsuk²
T. Volkova¹
V. Kuzhel³
N. Berezhna⁴

Assessment of vehicle brake control functional stability

¹Kharkiv National Automobile and Road University

²Kherson State Maritime Academy

³Vinnytsia National Technical University

⁴Kharkiv Petro Vasylenko National Technical University of Agriculture

The article is devoted to the study of the influence of the brake control elements of passenger vehicles on the stability of their braking properties. The analysis of the influence of uneven braking forces on the wheels of one axle of vehicles on the deviation of the distribution of braking forces between the axles from its calculated value is carried out. When assessing the error in regulating the distribution of braking forces between the axles of vehicles, three components were taken into account: the theoretical error due to the imperfection of the selected control method (the difference between the actual calculated control characteristic from the ideal), the error created due to the instability of the ratio of the braking forces on the front and rear wheels, an additional error caused by the unevenness of the braking forces on the wheels of individual axles, since the fulfillment of the most stringent requirements of international and national standards for the efficiency of braking of vehicles and is inextricably linked with the need to increase the energy consumption of brake mechanisms. The energy consumption of braking mechanisms is understood as the ability of the latter to dissipate the greatest amount of energy of the braking machine without reducing the braking efficiency indicators to the minimum permissible level. Excessive heating of the braking mechanisms leads to a decrease in the friction coefficient μ of the friction surfaces and increased wear of the friction linings, and the brakes are the most unstable element of the braking control, which ensures the absorption and dissipation of the vehicle's energy during braking.

The instability of the braking torques on the front and rear wheels, caused by a change in the coefficients of friction of friction pairs, leads not only to a change in the distribution of braking forces between the axles and individual wheels, but also to a decrease in the braking efficiency of vehicles under operating conditions.

A method is proposed that makes it possible to assess the quality of regulation of the distribution of braking forces between the axles of a car, taking into account the instability of the braking forces on the wheels.

Key words: vehicle, stability, braking control, braking properties, braking mechanism, coefficient of friction, distribution of braking forces.

Volkov Volodymyr – Dr. Sc. (Eng.), Professor, Head of the Department of Technical Operation and Service of Automobiles, e-mail: volf-949@ukr.net.

Gritsuk Igor – Dr. Sc. (Eng.), Professor, Professor of the Department of Marine Power Systems Operation, e-mail: gritsuk_iv@ukr.net.

Volkova Tetiana – Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Associate Professor at the Department of Transport Technologies, e-mail: olf949@ukr.net.

Kuzhel Volodymyr – Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Associate Professor at the Department of Automobiles and Transport Management, e-mail: kuzhel2017@gmail.com.

Berezhna Nataliya – Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Associate Professor of the Department of Transport Technologies and Logistics, e-mail: bereg_nat@ukr.net.

В. П. Волков¹
І. В. Грицук²
Т. В. Волкова¹
В. П. Кужель³
Н. Г. Бережна⁴

Оцінка функціональної стабільності гальмівного управління транспортних засобів

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет

²Херсонська державна морська академія

³Вінницький національний технічний університет

⁴Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

В статті висвітлюється дослідження впливу елементів гальмівного управління легкових транспортних засобів на стабільність їх гальмівних властивостей. Виконано аналіз впливу нерівномірності гальмівних сил на колесах однієї осі транспортних засобів на відхилення розподілу гальмівних сил між осями від свого розрахункового значення. При оцінці похибки регулювання розподілу гальмівних сил між осями транспортних засобів враховувалися три компонента: теоретична похибка, обумовлена недосконалістю обраного способу регулювання (відмінність дійсної розрахункової характеристики регулювання від ідеальної); похибка, створювана за рахунок нестабільності співвідношення гальмівних сил на передніх і задніх колесах; додаткова похибка, обумовлена нерівномірністю гальмівних сил на колесах окремих осей, оскільки виконання найбільш жорстких вимог міжнародних і національних стандартів щодо ефективності гальмування транспортних засобів нерозривно пов'язане з необхідністю підвищення енергоємності гальмівних механізмів. Під енергоємністю гальмівних механізмів розуміється здатність останніх розсіювати найбільшу кількість енергії автомобіля під час гальмування без зменшення показників ефективності гальмування до мінімально допустимого рівня. Надмірний нагрів гальмівних механізмів спричиняє зменшення коефіцієнта тертя μ фрикційних поверхонь і підвищену зношеність фрикційних накладок, а гальмівні механізми є найбільш нестабільним елементом гальмівного управління, що забезпечує поглинання і розсіювання енергії транспортного засобу при гальмуванні.

Нестабільність гальмівних моментів на передніх і задніх колесах, обумовлена зміною коефіцієнтів тертя фрикційних пар, спричиняє не тільки зміну розподілу гальмівних сил між осями і окремими колесами, але і зниження ефективності гальмування транспортних засобів в умовах експлуатації.

Запропонований метод дозволяє здійснювати оцінку якості регулювання розподілу гальмівних сил між осями автомобіля з урахуванням нестабільності гальмівних сил на колесах.

Ключові слова: транспортний засіб, стабільність, гальмівне управління, гальмівні властивості, гальмівний механізм, коефіцієнт тертя, розподіл гальмівних сил.

Волков Володимир Петрович – д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів, e-mail: volf-949@ukr.net.

Грицук Ігор Валерійович – д-р техн. наук, професор, професор кафедри експлуатації судових енергетичних систем, e-mail: grytsuk_iv@ukr.net.

Волкова Тетяна Вікторівна – канд. техн. наук, доцент кафедри транспортних технологій, e-mail: olf949@ukr.net.

Кужель Володимир Петрович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри автомобілів та транспортного менеджменту, e-mail: kuzhel2017@gmail.com.

Бережна Наталія Георгіївна – канд. техн. наук, доцент кафедри транспортних технологій і логістики, e-mail: bereg_nat@ukr.net.