

УДК: 629.083

И.А. Назаров¹, В.И. Назаров², В.Л. Емельянов³*Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет¹**Запорожский автомобилестроительный завод²**Харьковский национальный технический университет «ХПИ»³***УЛУЧШЕНИЕ ТОРМОЗНЫХ СВОЙСТВ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ЗА СЧЕТ
МЕЖБОРТОВОГО РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТОРМОЗНЫХ СИЛ**

Разработана методика улучшения тормозных свойств легковых автомобилей за счет внедрения в их тормозные системы тормозных приводов, обеспечивающих межбортовое распределение тормозных сил.

Ключевые слова: эффективность торможения, стабильность функционирования, распределение тормозных сил.

І.О. Назаров¹, В.І. Назаров², В.Л. Ємельянов³*Харківський національний автомобільно-дорожній університет¹**Запорізький автомобілебудівний завод²**Харківський національний технічний університет «ХПІ»³***ПОКРАЩЕННЯ ГАЛЬМІВНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ ЗА
РАХУНОК МІЖБОРТОВОГО РОЗПОДІЛУ ГАЛЬМІВНИХ СИЛ**

Розроблено методику покращення гальмівних властивостей легкових автомобілів за рахунок впровадження в їх гальмівні системи гальмівних приводів, що забезпечують міжбортовий розподіл гальмівних сил.

Ключові слова: ефективність гальмування, стабільність функціонування, розподіл гальмівних сил.

I.A. Nazarov¹, V.I. Nazarov², V.L. Emelyanov³*Kharkiv National Automobile and Highway University¹**Zaporozhye Automobile Building Plant²**Kharkiv National Technical University "KhPI"³***IMPROVEMENT OF BRAKE PROPERTIES OF PASSENGER CARS FOR THE ACCOUNT OF
THE INTER-BORDER DISTRIBUTION OF BRAKE FORCES**

When carrying out emergency braking under operational conditions (on a road with a longitudinal and transverse slope, with a fixed radius of curvature, with the action of a side wind, etc.), the specific braking power on each wheel of the rear axle is not fully realized. In addition, the instability of the characteristics of the lever-mechanical feedback with the suspension leads to instability of the braking parameters of the car.

This is due to the fact that the braking force regulators implementing the existing methods of interaxle distribution of braking forces are not able to provide the maximum braking efficiency of a car under operating conditions.

In the case of an interlateral distribution of the braking forces, each value of the axial normal load on the wheels of the front axle of the car when braking corresponds to the braking torque on the corresponding wheels of the rear axle, the value of which reaches the limit value by the condition of adhesion. Hydraulic feedback from the car's suspension provides more stable braking parameters.

Key words: braking efficiency, stability of functioning, distribution of braking forces.

Постановка проблеми. Легковые автомобили должны обеспечивать требуемые показатели эффективности торможения не только в начале, но и в течение всего периода эксплуатации, при любом сочетании внешних воздействий и внутренних возмущений в тормозном управлении [1-6].

Внутренние изменения (возмущения) в тормозном управлении могут быть обратимыми, а также – устранимыми в результате технического обслуживания и ремонта. К числу обратимых изменений, оказывающих влияние на эффективность торможения автомобиля, относится изменение коэффициента трения фрикционных пар [4-7]. Это связано с нагревом фрикционных пар в результате интенсивных, частых или длительных торможений [7-9], а также – попаданием влаги или грязи.

К числу необратимых изменений, влияющих на эффективность торможения, относятся изменение свойств материалов вследствие интенсивного нагрева рабочего тела, используемого в тормозном приводе. Эти изменения оказывают влияние и на увеличение времени срабатывания тормозного привода, снижение приводного давления и, как результат, - уменьшение темпа роста тормозных моментов на колесах [10].

К числу изменений в тормозном управлении, устранимых при техническом обслуживании или ремонте, относятся увеличенный зазор между поверхностями фрикционной пары вследствие их изнашивания и предельный износ последних [2, 3].

Применение дисковых тормозов взамен барабанных на современных легковых автомобилях

ряда зарубежных стран [11] позволило увеличить стабильность показателей торможения, так как при изнашивании фрикционных накладок зазор между тормозными колодками и диском регулируется автоматически. За счет такого конструктивного решения повышается стабильность работы дисковых тормозных механизмов в процессе эксплуатации вследствие уменьшения времени срабатывания тормозов.

Наряду с повышением стабильности функционирования тормозных механизмов имеет место недостаток. Тормозные моменты, развиваемые на левом и правом колесах каждой оси, равны по значению независимо от изменения нормальной нагрузки на них в различных условиях движения (дорога с поперечным уклоном, действие центробежной силы инерции и бокового ветра)[12-16]. Следовательно, для повышения эффективности и стабильности торможения во всех эксплуатационных случаях необходимо обеспечить более полное использование удельной тормозной силы автомобиля путем регулирования приводного давления в тормозном контуре каждого колеса в зависимости от нормальной нагрузки на нем.

Анализ последних публикаций и достижений. Используемые конструкции задних тормозных механизмов передне- и заднеприводных эксплуатируемых легковых автомобилей отечественного и большинства зарубежного производства барабанного типа[2, 11].

Тормозные колодки при торможении самоустанавливаются и обеспечивают автоматическое регулирование зазора между накладками и барабаном за счет устройства для автоматической регулировки. Это обеспечивает наибольший тормозной эффект и более высокую стабильность, что в результате приводит к равномерному изнашиванию фрикционных накладок тормозных колодок.

Таким образом, при эксплуатации барабанных тормозных механизмов автоматически поддерживается постоянный зазор между тормозными колодками и барабаном тормозного механизма и его регулировка не требуется, что обеспечивает необходимую эффективность и стабильность работы тормозной системы эксплуатируемого легкового автомобиля.

Для этого были предложены [5, 7, 8, 10, 11] варианты конструкций дисковых тормозных механизмов, обладающих повышенной стабильностью.

В основу [8] положена задача повышения стабильности тормозного момента дискового тормоза со скобой и двухконтурной схемой подключения с распределительными клапанами.

В основу конструкции [10] также положена задача повышения стабильности тормозного момента дискового тормоза и эффективности торможения автомобиля при падении коэффициента трения на фрикционной паре в эксплуатационных условиях, что вызывает неравенство тормозных сил по бортам автомобиля. Для повышения стабильности и эффективности система снабжена обратными клапанами, установленными в магистрали тормозного привода.

Следовательно, для стабилизации тормозного момента при изменяющемся коэффициенте сцепления в соответствии с заданным водителем усилием на педали, необходимо регулировать давление в тормозном приводе.

Стабилизация тормозного момента дает возможность повысить стабильность распределения тормозных сил по осям автомобиля, что повышает устойчивость при торможении.

Однако в таком случае не обеспечивается стабильность тормозного момента при изменяющемся в процессе торможения эффективном радиусе трения фрикционных поверхностей тормоза, а усложнение конструкции тормоза и гидравлической магистрали требует увеличения компоновочного объема колеса.

Известен вариант[13] конструкции тормозной системы для повышения стабильности тормозного момента, не зависящего от изменения эффективного радиуса трения фрикционных поверхностей. Стабильность динамических тормозных характеристик достигается тем, что поддерживается постоянное значение тормозного момента при изменяющемся давлении в приводе и эффективном радиусе трения фрикционных пар в процессе эксплуатации.

Однако усложнение конструкции дискового тормоза и гидравлической магистрали требует увеличения компоновочного объема колеса, что в ряде случаев является технически не возможным.

В тормозных системах легковых автомобилей используются в основном регуляторы, ограничивающие или редуцирующие давление, которые устанавливаются в контуры задних тормозов [2, 3].

Ограничительные характеристики торможения обеспечивает двухканальный регулятор тормозных сил, устанавливаемый на легковых автомобилях Lanos с кузовом фургон и на автомобилях Cheery[17] (рис. 1).

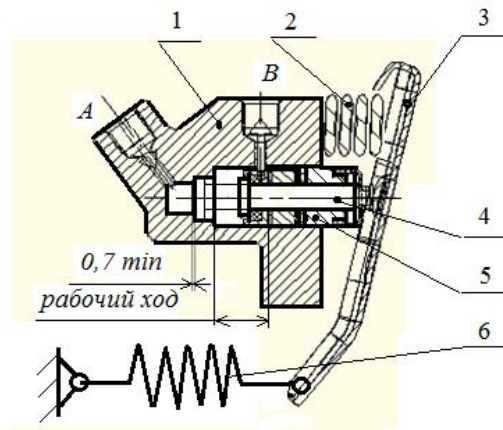


Рис. 1. - Схема регулятора-ограничителя давления, реагирующего на нагрузку

Упругая обратная связь обеспечивает на клапане 4, который перемещается в направляющей 5 под действием рычага 3, усилие, соответствующее нормальной нагрузке на задней оси (см. рис. 1). При чем, величина приводного давления в контурах каждого заднего колеса одинаковая при всех эксплуатационных условиях торможения автомобиля и зависит от величины общей нормальной нагрузки на оси.

Кроме того, в случае максимального весового состояния автомобиля клапан 4 перемещается в корпусе 1, совершая полный рабочий ход. При этом задние тормозные механизмы полностью отключаются от главного привода тормозной системы. Это приводит к резкому снижению тормозной эффективности и к перегреву передних тормозов.

Ограничительная характеристика не обеспечивает высокой эффективности торможения, так как не учитывается неравномерность нормальных нагрузок на левом и правом колесах задней оси, а отсекание задних тормозов при полной массе автомобиля приводит к нестабильности тормозного момента из-за чрезмерной энергонагруженности передних тормозов.

В процессе эксплуатации детали обратной пружинной связи, как и рычажно-механической, подвержены абразивному изнашиванию и требуют регулировки либо замены. Таки образом, стабильность работы регулятора тормозных сил с обратной пружинной и механической связью (торсион-тяги-задний мост) в процессе эксплуатации не обеспечивается.

Существующие регуляторы тормозных сил легковых автомобилей, реагирующие на нагрузку (см. рис. 1), работают как клапаны, которые автоматически прерывают подачу жидкости к задним тормозным механизмам в точке, соответствующей определенной величине приводного давления, и изменяют его в зависимости от общей нормальной нагрузки на заднюю ось легкового автомобиля по установленному закону. При этом изменение величины тормозной силы на задней оси автомобиля в зависимости от ее нормальной нагрузки происходит за счет рычажно-механической обратной связи с задней подвеской.

Более эффективные характеристики имеют регуляторы тормозных сил нового поколения переднеприводных автомобилей [18], соединяющие как контуры задних, так и передних тормозных механизмов.

Следовательно, в таком случае имеет место отслеживание нормальной нагрузки на задней оси автомобиля, что повышает эффективность задних тормозных механизмов.

Однако такие регуляторы тормозных сил крепятся к кронштейну пола кузова автомобиля и соединяются с рычагом задней подвески через торсион и серьгу, которые при эксплуатации изнашиваются и приводят к изменению первоначальных характеристик регулирования, что не обеспечивает стабильности функционирования тормозной системы.

Кроме того, такой регулятор обеспечивает поступление жидкости в колесные цилиндры задних тормозных механизмов обоих колес, одновременно создавая одинаковое давление в их контурах, что снижает эффективность торможения вследствие недоиспользования удельной тормозной силы на каждом колесе в зависимости от дорожных условий.

Анализ работы регуляторов [19], реагирующих на замедление (инерционные регуляторы тормозных сил), показал, что последние обеспечивают требования стандартов по распределению тормозных сил между осями легковых автомобилей всех классов при максимальных колебаниях их полной массы. С точки зрения соответствия действительных характеристик регулирования

идеальным по условиям сцепления инерционные регуляторы тормозных сил имеют преимущество перед регуляторами, срабатывающими по давлению, но уступают регуляторам, реагирующим на изменение нагрузки. Поскольку инерционные регуляторы не имеют подверженных разрушению механических элементов, связывающих их с подвеской автомобиля, они значительно более стабильны, чем регуляторы, срабатывающие по нагрузке. В связи с этим, применение инерционных регуляторов является более предпочтительным.

Регуляторы тормозных сил существующих конструкций, применяемые в тормозных системах легковых автомобилей, предотвращают опережающее блокирование задних колёс и лишь некоторые обеспечивают максимальное использование удельной тормозной силы автомобиля при торможении до момента блокирования колёс [2, 3, 19].

Однако максимальное использование удельной тормозной силы автомобиля достигается лишь при оптимальном коэффициенте сцепления на горизонтальных участках дорог. Кроме того, в полной мере не реализуется удельная тормозная сила на каждом колесе одноименной оси в эксплуатационных условиях (при движении на дороге с продольным и поперечным уклоном, с фиксированным радиусом кривизны, при действии бокового ветра и т.д.).

Таким образом, при существующих способах межосевого распределения тормозных сил не является возможным обеспечение максимальной эффективности торможения и стабильной характеристики распределения тормозных сил в эксплуатационных условиях, а только лишь при движении на горизонтальных участках дорог с оптимальным коэффициентом сцепления.

При межбортовом распределении тормозных сил каждому значению нормальной нагрузки на задней оси при торможении легкового автомобиля соответствует тормозной момент, значение которого достигает предельного значения по условию реализации удельной тормозной силы на каждом колесе задней оси. Это является необходимым условием для обеспечения наивысшей эффективности торможения в данных дорожных условиях.

Таким образом, имеет место снижение эффективности торможения вследствие недоиспользования удельной тормозной силы на каждом колесе задней оси автомобиля в зависимости от эксплуатационных условий.

Стабильность работы регулятора тормозных сил с обратной механической связью (пружинная или рычажно-торсионная) в процессе эксплуатации не обеспечивается вследствие износа элементов такой связи и необходимости ее регулирования.

Причем, каждый регулятор давления оборудован пружиной с возможностью воздействия на дифференциальный поршень, соединенный кинематической связью с упругим элементом подвески, деформация которой пропорциональна деформации упругого элемента подвески.

Однако такой привод обеспечивает характеристики наиболее приближенные к идеальному закону распределения тормозных сил между осями только при торможениях на горизонтальном участке пути и отсутствии действия боковой силы (центробежной силы инерции, составляющей аэродинамической силы).

С целью улучшения тормозных свойств в магистрали (рис. 2) между главным тормозным цилиндром 1 и указанными регуляторами давления 3 установлены дополнительные регуляторы 4 давления аналогичной конструкции. При чем, его меньшая полость соединена с главным тормозным цилиндром, а большая – с регуляторами давления 3. При этом деформация пружины дополнительного регулятора давления 4 пропорциональна динамическому изменению деформации упругого элемента подвески при торможении автомобиля. Кинематическая связь с передней подвеской имеет положительное передаточное отношение, а с задней – отрицательное [20].

Известен регулятор давления [20] тормозного привода для автоматического поддержания требуемой величины давления в контурах тормозной системы легкового автомобиля в зависимости от скорости движения за счет центробежного регулятора, кинематически связанного с тормозными колесами, и снабженный механической передачей, обеспечивающей связь упругого элемента с подвеской автомобиля.

При торможении автомобиля на горизонтальном участке дороги регулирование приводного давления в зависимости от скорости движения автомобиля происходит путем изменения положения золотника относительно втулки при помощи центробежного регулятора.

Уменьшение приводного давления при торможении автомобиля в повороте происходит вследствие действия центробежной силы инерции, вызывающей смещение элементов подвесок.

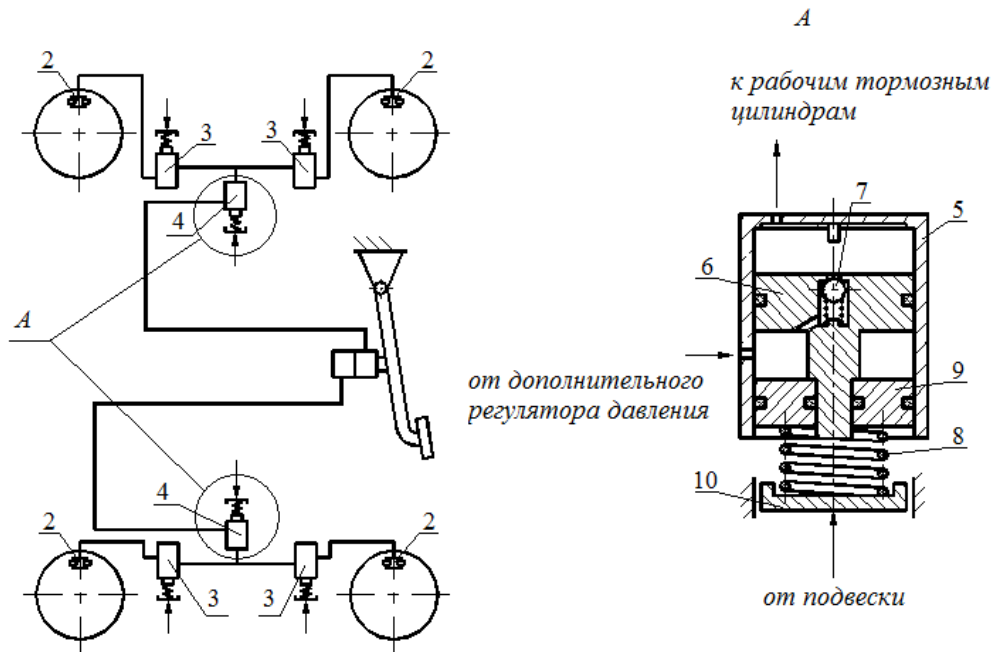


Рис.2. - Схема гидравлического тормозного привода [20]

Из выше сказанного следует, что регулирование приводного давления в зависимости от эксплуатационных условий (скорости движения, величины боковой силы при торможении на горизонтальном участке дороги и в повороте) при использовании регуляторов тормозных сил существующих конструкций повышает эффективность экстренных торможений, а также устойчивость движения легкового автомобиля в любом весовом состоянии, но не обеспечивает стабильности тормозных характеристик.

Цель работы и постановка задач. Целью работы является повышение тормозных свойств и стабильности функционирования тормозной системы легковых автомобилей в эксплуатационных условиях. Для достижения указанной цели следует разработать способ, обеспечивающий распределение тормозных сил между колесами различных бортов, а также устройство его реализующее, для чего в теоретической части используются методы математического моделирования процесса регулирования приводного давления.

Способы решения проблемы. На основании анализа литературных источников [2-10, 14-16, 19, 20] и последних достижений [11, 12] с целью улучшения тормозных свойств эксплуатируемых легковых автомобилей принимается решение – применить обратную гидравлическую связь с подвеской каждого колеса, как более надежную и стабильную.

Данная схема обеспечит автоматическое регулирование общей тормозной силы, как при действии боковой силы, так и при ее отсутствии, в зависимости от изменения коэффициента сцепления и нагрузочного состояния легкового автомобиля.

При экстренном торможении в повороте, когда величина центробежной силы инерции с течением времени изменяется от максимального значения до нуля, возможна реализация закона распределения тормозных сил между осями, близкого к идеальному. При торможении в таких эксплуатационных условиях с равными коэффициентами сцепления на колесах одноименных осей должны реализовываться на них различные по величине предельные тормозные силы.

Такую задачу успешно выполняет система, разработанная фирмой «Automobile Products» [20] (рис. 3).

При действии боковой силы (центробежной силы при движении в повороте, составляющей аэродинамической силы или составляющей силы веса при движении на дороге с поперечным уклоном) имеет место бортовая неравномерность нормальных реакций на колесах ($R_{z12} \geq R_{z11}$, $R_{z22} \geq R_{z21}$). Это приводит к тому, что на каждом колесе передней и задней оси возникает различная по величине, к тому же, постоянно изменяющаяся нормальная нагрузка.

В результате (см. рис. 3) под действием рычагов 6 правые регуляторы давления 4 и 5 увеличивают приводное давление в колесных цилиндрах правого переднего (заднего) колес согласно зависимости

$$P_{12(22)} = P_1 \cdot \frac{d_{2(3)}^2 - d_1^2}{d_{2(3)}^2} + \frac{4}{\pi d_{y1(2)}^2} \cdot R_{z12(22)} \cdot i_p \cdot i_n, \quad (1)$$

где $d_{2(3)}$ – диаметр цилиндра регулятора давления в контурах передних (задних) колес;

d_1 – диаметр штока цилиндра регулятора давления;

$d_{y1(2)}$ – диаметр колесного цилиндра на передней (задней) оси;

$R_{z12(22)}$ – нормальная реакция на правом колесе передней (задней) оси;

i_p – передаточное отношение сил двухплечего рычага б;

i_n – передаточное отношение сил подвесочно-рычажной системы.

При этом левые регуляторы давления 4 и 5 обеспечивают пониженное давление в колесном цилиндре левого переднего (заднего) колеса

$$P_{11(21)} = P_1 \cdot \left(1 - \frac{d_1^2}{d_{2(3)}^2} \right) \quad (2)$$

При равномерном бортовом нагружении колес передней и задней осей автомобиля, например, при движении на ровной горизонтальной дороге или ровной дороге с продольным уклоном, рычаги б (см. рис. 3) занимают симметричное положение относительно вертикально-продольной плоскости автомобиля, обеспечивая тем самым равное по величине давление в контурах колес одноименных осей.

При нарастании величины замедления в процессе торможения автомобиля на горизонтальной дороге без поперечного уклона нормальные реакции на колесах передней оси увеличиваются, а на колесах задней оси уменьшаются. Вследствие этого подвижные элементы передней подвески смещаются вверх, а задней – вниз. В результате приводное давление в контурах передних колес возрастает, а в контурах задних колес снижается одновременно пропорционально изменению их нормальной нагрузки.

Недостаток – наличие обратной упругой механической связи (рычаг б – пружина 7 – подвижный элемент подвески) не обеспечивает в эксплуатации стабильности характеристик из-за изнашивания и потери упругих свойств.

Таким образом, система «Automobile Products» [20] обеспечивает повышение тормозной эффективности автомобиля в любом весовом состоянии и в любых эксплуатационных условиях за счет обеспечения не только межосевого, но и межбортового распределения тормозных сил, определяемого по зависимости

$$\beta = \frac{\beta_{лб}}{1 + \delta_T} + \frac{\beta_{нб}}{1 + \frac{1}{\delta_T}}, \quad (3)$$

где $\delta_T = \frac{P_{T12} + P_{T22}}{P_{T11} + P_{T21}}$ – коэффициент бортовой неравномерности тормозных сил;

$\beta_{лб} = \frac{P_{T11}}{P_{T11} + P_{T21}}$ – коэффициент распределения тормозных сил по левому борту;

$\beta_{нб} = \frac{P_{T12}}{P_{T12} + P_{T22}}$ – коэффициент распределения тормозных сил по правому борту;

P_{T11} и P_{T12} – тормозные силы на переднем левом и правом колесе;

P_{T21} и P_{T22} – тормозные силы на заднем левом и правом колесе.

При выполнении торможений на горизонтальной дороге, когда отсутствует бортовая неравномерность тормозных сил ($\delta_T = 1$), коэффициенты межбортового распределения тормозных сил равны ($\beta_{лб} = \beta_{нб}$), то справедлив классический закон межосевого распределения тормозных сил [21]

$$\beta = \frac{P_{T1}}{P_{T1} + P_{T2}}, \quad (4)$$

где P_{T1} и P_{T2} – суммарные тормозные силы на передней и задней оси автомобиля.

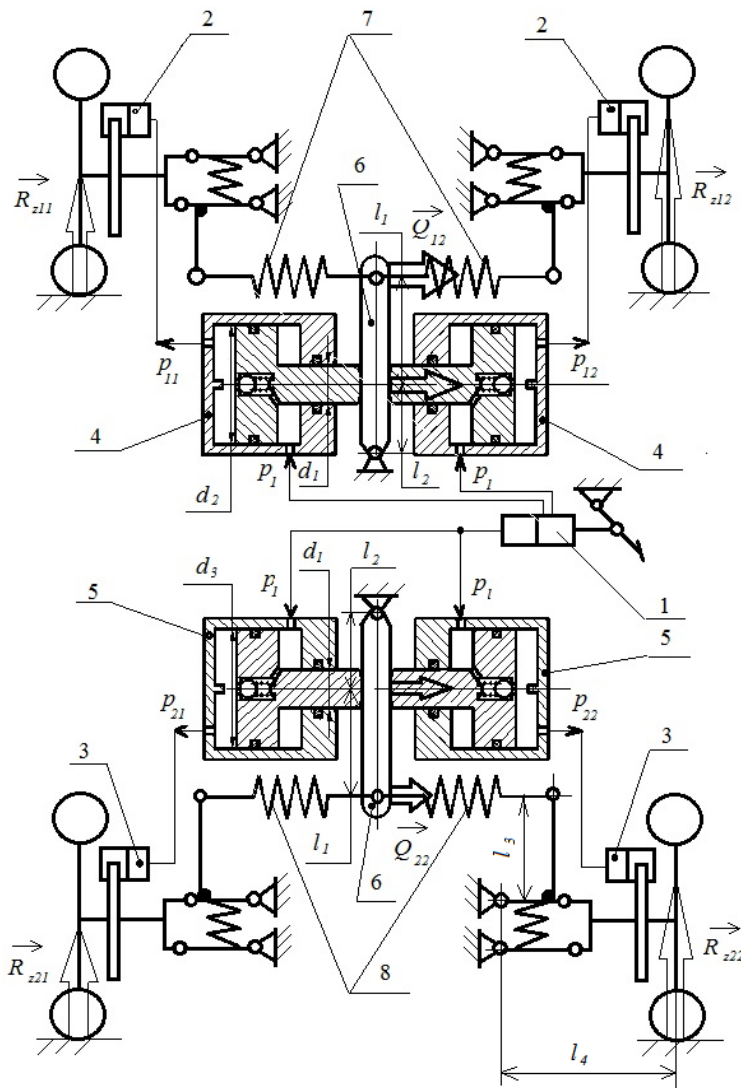


Рис.3. - Схема системы регулирования тормозных сил между колесами различных бортов [20]

Таким образом, для повышения тормозной эффективности легковых автомобилей в любом весовом состоянии, затормаживаемых в эксплуатационных условиях, создающих условия для возникновения бортовой неравномерности нормальных реакций [22], следует обеспечить межбортовое распределение тормозных сил [23], например, по характеристике *ОМСНВ* (рис. 4), а для повышения стабильности функционирования тормозных механизмов – тормозной привод (рис. 5) [24].

Такой результат достигается при помощи тормозного привода [24], который изменяет значение тормозной силы на каждом колесе задней оси в зависимости от нормальной нагрузки на соответствующих колесах передней оси, за счет обратной гидравлической связи для каждого борта, как более стабильной и надежной. При этом исключается занос автомобиля, повышаются

эффективность торможения и устойчивость, а также стабильность функционирования тормозной системы в целом.

При межбортовом распределении тормозных сил величина давления в контурах передних и задних колес, при котором изменяется их соотношение, связана с нормальной реакцией, действующей на колеса. Датчиком, определяющим эту зависимость, является рабочий ход подвижного элемента передней и/или задней подвески (см. рис. 5) [24].

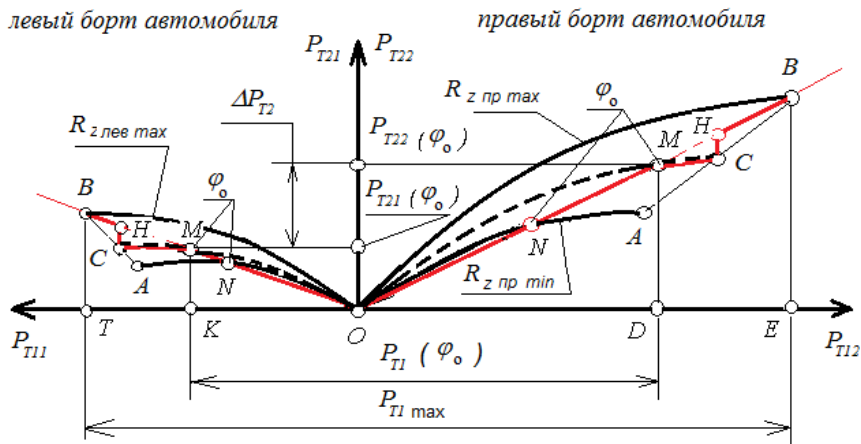


Рис. 4. - Способ межбортового распределения тормозных сил [22]

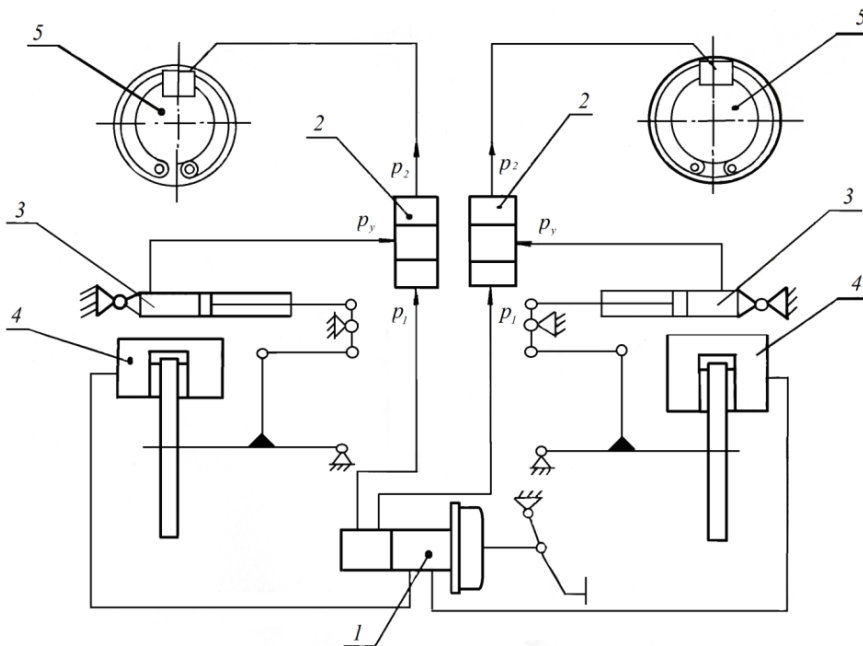


Рис.5. - Тормозной привод легковых автомобилей [24]

Применение разработанного способа [23] и тормозного привода[24], его реализующего, позволяет приблизить распределение тормозных сил к идеальному, т.е. такому, при котором на всех колесах тормозные силы достигают величины максимально возможной по сцеплению одновременно.

При этом обеспечивается не только минимальный тормозной путь, но и устойчивость, и управляемость, поскольку колеса при оптимальной величине скольжения в полной мере сохраняют способность противостоять без поперечного скольжения достаточно большим боковым силам, создающим стабилизирующий момент, направленный противоположно возмущающему. Однако это требует определенной величины давления в тормозном приводе (приложения определенной силы к тормозной педали).

Выводы. В статье разработана методика улучшения тормозных свойств легковых автомобилей во всех эксплуатационных случаях торможений, заключающаяся в том, что для наиболее полного использования удельной тормозной силы автомобиля следует приводное давление в тормозном контуре каждого колеса задней оси ставить в зависимость величине нормальной нагрузки на соответствующем колесе передней оси.

Одним из способов может быть использование межбортового распределения тормозных сил, при котором величина предельной тормозной силы на заднем колесе каждого борта легкового автомобиля согласовывается с величиной предельной тормозной силы на соответствующем переднем колесе.

2. Наиболее эффективным способом повышения эффективности торможения и стабильности характеристик тормозных приводов является межбортовое распределение тормозных сил за счет применения динамических регуляторов тормозных сил, работающих по компенсационной характеристике совместно с восходящей ветвью регулирования для каждого борта легкового автомобиля.

При этом изменение нагрузочного состояния задних колес каждого борта автомобиля отслеживается за счет гибкой обратной гидравлической связи с подвижными элементами передней подвески.

Список использованной литературы:

1. Ярещенко Н.В. Довгострокове прогнозування швидкостей руху на автомобільних дорогах [Текст]: автореф. дис. на здобуття ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.11 «Автомобільні шляхи та аеродроми» / Н.В. Ярещенко. – Харків, 1999. – 16 с.
2. Агейкин Я.С. Теория автомобиля [Электронный ресурс]: учеб.пособ. / Я.С. Агейкин, Н.С. Вольская. – М.: МГИУ, 2008. – 318 с.
3. Русановский А.Е. Влияние эксплуатационных факторов на тормозную динамику автомобиля, оборудованного регуляторами тормозных сил [Текст]: автореф. дис. на соискание наук, степени канд. техн. наук: спец. 05.22.20 «Эксплуатация и ремонт средств транспорта»/ А.Е. Русановский. – Волгоград, 1982. – 18 с
4. Волков В.П. Режимы работы тормозов легковых автомобилей и совершенствование способов их моделирования при ресурсных лабораторных испытаниях: дис...канд. техн. наук: 05.05.03 / Волков Владимир Петрович. – Харьков, 1982. – 174 с.
5. Будько И.И. Исследование динамических характеристик тормозных механизмов легковых автомобилей [Текст]: дис. ...канд. техн. наук: 05.05.03 / Будько Иван Иванович. – Харьков, 1980. – 155 с.
6. Волков В.П. Оценка стабильности распределения тормозных сил между осями колесной машины / Волков В.П. // Автомобильный транспорт. – Харьков: РИО ХНАДУ, 2001. – №7. – С. 72–74.
7. Германчук Ф.К. Долговечность и эффективность тормозных устройств / Германчук Ф.К. – М.: Машиностроение, 1973. – 177 с.
8. Решетников Е.Б. Влияние параметров торможения на стабильность дискового тормоза / Решетников Е.Б. // Автомобильный транспорт. – К.: Техника, 1975. – Вып.12. – С. 160-162.
9. C. Jo Cooperative regenerative braking control algorithm for an automatic-transmission-based hybrid electric vehicle during a downshift / [C. Jo, J. Ko, H. Yeo, T. Yeo, S. Hwang, H. Kim] // Journal of Automobile Engineering, 2012. - vol. 226. - no. 4. - pp. 457–467.
10. Степанов В.Ю. Снижение неравномерности тормозных моментов на колесах легкового автомобиля [Текст]: дисс. ... канд. техн. наук:05.22.02 / Степанов Виктор Юрьевич. – Харьков, 2006. – 156 с.
- 11.Сафонов А.И. О развитии тормозных систем [Текст] / А.И. Сафонов // Вестник машиностроения. – М.: Машиностроение, 2011. – №12. – С. 37-44. – ISSN 0042-4633.
12. Реализация интеллектуальных функций в электронно-пневматическом управлении транспортных средств: монография/ А.Н. Туренко, В.И. Клименко, Л.А. Рыжих и др. – Х.: ХНАДУ, 2015. – 450 с.
13. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / [Подригало М.А., Волков В.П., Кирчатый В.И., Бобошко А.А.]; под ред. М.А. Подригало. – Харьков: ХНАДУ, 2003. – 403 с.
14. Назаров О.І. Підвищення безпеки руху легкових автомобілів вітчизняного виробництва, що знаходяться в експлуатації / Назаров О.І., Назаров В.І., Назаров І.О. // Вісник СевНТУ. – Севастополь, 2013. - №142. – С. 11-14.
15. Назаров В.І. Математичне моделювання перерозподілу реакцій на осях під час екстреного гальмування на дорозі з нахилом / Назаров В.І., Назаров О.І., Назаров І.О. // Вісник НТУ «ХП»: Серія «Математичне моделювання в техніці та технологіях». – Харків, 2014. - №39(1082). – С. 134-140.
16. Назаров А.И. Перераспределение вертикальных реакций на колесах легкового автомобиля, движущегося в воздушном потоке по горизонтальной дороге с фиксированным радиусом кривизны /

Назаров А.И., Назаров И.А., Назаров В.И. // Вісник НТУ «ХПИ»: Серія «Автомобіле- і тракторобудування». – Харків, 2015. – №8(1117). – С. 57-65.

17. Легковые автомобили: каталог (Запорожский автомобилестроительный завод. Модельный ряд выпускаемых на базе завода автомобилей Lanos, Chevrolet, Forza, Chery и др.) [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.avtozaz.com>.

18. Легковые автомобили: каталог (Джи-Эм АВТОВАЗ. Модельный ряд: технические данные, варианты комплектаций) [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.gm-avtovaz.ru>.

19. Совершенствование способов регулирования выходных параметров тормозной системы автотранспортных средств / [Туренко А.Н., Богомолов В.А., Клименко В.И. и др.]. – Харьков: Изд-во ХНАДУ (ХАДИ), 2002. – 400 с.

20. Стабильность эксплуатационных свойств колесных машин / [Подригало М.А., Волков В.П., Карпенко В.А. и др.]; под ред. М.А. Подригало. – Харьков: ХНАДУ, 2003. – 614 с.

21. Булгаков Н.А. Исследование динамики торможения автомобиля. Научное сообщение №18/ Булгаков Н.А., Гредескул А.Б., Ломака С.И. – Харьков: Изд-во госуниверситета им. А.М. Горького, 1962. – 36 с.

22. Назаров И.А. Повышение безопасной эксплуатации двухосных транспортных средств автомобильного транспорта: (конф. «Молодые ученые – альтернативной транспортной энергетике», 20-21 ноября 2014 г.: сб. научн. трудов «Альтернативные источники энергии в транспортно-технологическом комплексе») [Электронный ресурс] /И.А. Назаров, В.И. Назаров. – Воронеж: ФГБОУ ВПО ВГЛА, 2014. – Т.1. – Вып.1 – С. 257-262. – ISSN 2409-7829.

23. Пат. №75406 Україна, МПК 2012.01, В60Т 11/00. Спосіб регулювання гальмівних сил між осями легкового автомобіля / [Подригало М.А., Назаров В.І., Назаров О.І., Назаров І.О.]; заявник і патентотримач Харків, національний автомобільно-дорожній університет №u201207282; заявл. 15.06.2012; опубл. 26.11.2012, Бюл. №22.

24. Пат. №76189 Україна, МПК 2006.01, В60Т 8/24. Пристрій для підвищення ефективності гальмування легкових автомобілів / [Подригало М.А., Назаров В.І., Назаров О.І., Назаров І.О.]; заявник і патентотримач Харків, національний автомобільно-дорожній університет №u201207284; заявл. 15.06.2012; опубл. 25.12.2012, Бюл. №24.

Рецензенти:

Бондаренко А.И., д.т.н., профессор НТУ «ХПИ»

Волков В.П., д.т.н., профессор ХНАДУ

Стаття надійшла до редакції 09.03.2017