

Рис. 2. Влияние темпа включения сцепления автомобиля-тягача и зазора в сцепке на величину нагрузки в тягово-сцепном приборе

Появление продольных усилий в сцепке можно объяснить и тем, что дышло располагается, как правило, не строго горизонтально, а под углом, образуя вертикальные составляющие. Последние заставляют колебаться звенья автопоезда. Величина усилий обусловлена также соотношением сил тяги и сил сопротивления, возмущениями тягача и прицепа от дороги, конструктивными параметрами автопоезда, такими как жесткость подвески, эластичность шины, наличие зазоров в сцепке.

Список литературы

1. Закин Я.Х. Развитие конструкций автомобилей. Автомобильные поезда. – М.: Машиностроение, 1955. – 215 с.

ПЕРЕРАСПРЕДЕЛЕНИЕ ТОРМОЗНЫХ СИЛ В ТРАНСМИССИИ ПОЛНОПРИВОДНОГО АВТОМОБИЛЯ С МЕЖКОЛЕСНЫМ ДИФФЕРЕНЦИАЛОМ ТИПА МУФТА СВОБОДНОГО ХОДА

¹Буцаев И.Ю., ²Свиридов Е.В.

¹Пермский военный институт внутренних войск MBД России, Пермь, e-mail: orelbuchers@mail.ru; ²Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Пермь

Наличие механической связи между колесами и осями в трансмиссии полноприводных автомобилей

оказывает значительное влияние на перераспределение тормозных усилий по колесам автомобилей при их торможении. Все полученные результаты в ранее проведенных исследованиях [1-3] относились в основном к автомобилям с обычными симметричными межколесными дифференциалами (МКД), для которых отношение крутящих моментов на полуосях практически всегда равно единице. При неравномерном распределении касательных, в том числе и тормозных реакций по колесам того или иного моста, угловая скорость этих колес может быть различна. В мостах с МКД повышенного трения моменты на полуосях более медленно и более быстро вращающихся колес неодинаковы и находятся в определенном отношении, равном коэффициенту блокировки дифференциала. В мостах, где в качестве МКД установлены муфты свободного хода (MCX), момент на полуоси «забегающих» колес равен нулю.

Таким образом, тип МКД оказывает влияние на перераспределение по осям и колесам тормозных сил. Влияние это проявляется только при наличии на автомобиле осей с одним тормозящим колесом (полуактивных) или при существенной разнице в тормозных моментах на тормозных механизмах колес одной оси, а также при различных условиях реализации на них тормозных сил.

На тормозящем колесе любой полуактивной оси из-за действия тормозного усилия увеличивается радиус качения и уменьшается угловая скорость вращения. Это же происходит на колесах активных осей (оба колеса тормозящие), а вследствие связи колес через трансмиссию и на колесах пассивных осей (оба колеса нетормозящие). В случае установки на автомобиле МСХ, нетормозящие колеса полуактивных осей, отключаясь от трансмиссии, сохраняют постоянный, меньший радиус качения и вращаются с несколько большей угловой скоростью. Поэтому при равномерно распределенной вертикальной нагрузке тормозные реакции на всех колесах активных и пассивных осей, а также на тормозящих колесах полуактивных осей одинаковы. На нетормозящих колесах полуактивных осей тормозные или тяговые реакции отсутствуют.

Все колеса активных и пассивных осей, а также тормозящие колеса полуактивных осей теряют сцепление с опорной поверхностью и блокируются одновременно. Нетормозящие колеса полуактивных осей при этом продолжают вращаться в свободном режиме. Если пренебречь инерцией колес и валов трансмиссии в их вращательном движении, то распределение моментов по валам и колесам описывается следующими уравнениями:

$$M_{xA} = M_{xT\Pi A} = M_{x\Pi} = M_{x};$$
 (1)

$$M_{xH\Pi A} = 0; (2)$$

$$M_{\rm \tiny BDA} = M_{\rm \tiny BDTIIA}; \tag{3}$$

$$M_{x} + M_{\text{BDA}} + M_{6} = 0;$$
 (4)

$$M_{_X} + M_{_{\rm Bp\Pi}} = 0; \tag{5}$$

$$mM_{\text{вр}A} + 2(n - m + \psi)M_{\text{вр}\Pi} = 0,$$
 (6)

где $M_{\rm xA},~M_{\rm xIII},~M_{\rm xTIIIA}$ — соответственно моменты, образованные касательными реакциями на колесах активных, пассивных осей и на тормозящих колесах полуактивных осей, кН·м; $M_{\rm врA},~M_{\rm врII},~M_{\rm врIII}$ — соответственно вращающие моменты на колесах активных, пассивных осей и на тормозящих колесах полуактивных осей, подводимые от трансмиссии, кН·м; $M_{\rm 5}$ — момент, создаваемый тормозным механизмом, кН·м; n — общее число осей на автомобиле; m и ψ — соответственно общее число тормозящих колес и число активных осей на автомобиле.

Основные зависимости, вытекающие из уравнений (1)—(6) и описывающие процесс торможения автомобиля с МКД типа МСХ и равномерно распределенной вертикальной нагрузкой выглядят следующим образом:

текущие значения:

$$M_{xA} = M_{xTIIA} = M_{xII} = \frac{mM_6}{2n - (m - 2\psi)};$$
 (7)

$$M_{x + \Pi \Lambda} = 0; (8)$$

$$M_{\text{BPA}} = M_{\text{BPTIIA}} = \frac{2(n - m + \psi)M_{\delta}}{2n - (m - 2\psi)};$$
 (9)

$$M_{\text{pass}} = \frac{BmM_6}{2r_{\text{po}}(2n - (m - 2\psi))},$$
 (10)

где B — ширина колеи автомобиля, м; $M_{\rm pass}$ — разворачивающий момент, создаваемый одной полуактивной

осью, к \mathbf{H} ·м; $r_{\text{ко}}$ – радиус качения колес в свободном режиме, м;

значения в конце развития тормозного цикла:

$$M_{xA} = M_{xT\Pi A} = M_{x\Pi} = \varphi R_{zK} r_{\kappa \rho};$$
 (11)

$$M_{\rm WHIIA} = 0; \tag{12}$$

$$M_{\rm BpA} = M_{\rm BpTIIA} = \frac{2(n-m+\psi)\varphi R_{\rm zK} r_{\rm KO}}{m}; \quad (13)$$

$$M_{\text{\tiny pa3B}} = \varphi R_{z_{\text{\tiny K}}} \frac{B}{2}, \tag{14}$$

где ϕ — коэффициент сцепления колес с опорной поверхностью; R_{zx} — вертикальная реакция на колесе, кН.

Как видно из выражений (7–14), разворачивающий момент, создаваемый одной полуактивной осью с МСХ в конце развития тормозного процесса (после блокирования всех тормозящих колес и колес пассивной оси) такой же, как и при дифференциальной трансмиссии [3]. Однако если на автомобиле есть пассивные оси, такое значение этого момента достигается при больших значениях $M_{\rm o}$, то есть при полных торможениях и спустя большее время после начала торможения (при меньшей скорости движения автомобиля).

Транемиссии полноприводных автомобилей рассчитываются обычно из условий реализации на колесах всего запаса сцепления с сухими асфальтобетонными дорогами (ϕ » 0,65). Поэтому перегрузка транемиссии при обычных значениях $M_{\rm 6max} \leq \phi R_{\rm zr} r_{\rm ko}$ невозможна при любом числе тормозящих колес.

При m/n>1 перегрузка трансмиссии невозможна независимо от значений $M_{\rm 6max}$ по условиям сцепления колес с опорной поверхностью. В случае m/n<1 для исключения возможности перегрузки трансмиссии при полном торможении на сухих бетонных и асфальтированных дорогах в соответствии с (7-14) необходимо ограничение величины $M_{\rm 6max}$ (рис. 1).

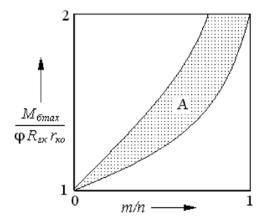


Рис. 1. Ограничение $M_{_{Omax}}$ необходимое для исключения перегрузки трансмиссии при установке МКД типа МСХ: A — зона максимально допустимых значений $M_{_{Omax}}$

Из рис. 1 видно, что установка на автомобилях МКД типа МСХ влияет только на верхнюю границу зоны наибольших допустимых значений $M_{\text{блих}}$: при m/n < 1/2 эта граница несколько выше, чем при обычных МКД, а при $m \geq n$ ограничения вообще не нужны при любом ϕ .

В случае установки на оси МКД типа МСХ при разблокированных межколесных дифференциалах

торможение автомобиля происходит также, как при полностью дифференциальной трансмиссии.

Список литературы

 Исследования тормозных свойств, устойчивости и управляемости автопоездов: отчет о НИР «Автопоезда» / Войсковая часть 63539; рук. Добрин А.С.; исполн. Павлов В.А., Турленко А.Н. и др. – Бронницы, 1975. – 135с. – Инв. № 4312.
 Пономаренко В.С. Повышение устойчивости полноприводного автомобиля с блокированным силовым приводом при тормо-

2. Пономаренко В.С. Повышение устойчивости полноприводного автомобиля с блокированным силовым приводом при торможении / Мат.-лы межрегиональной научно-технич. конференции «Многоцелевые гусеничные и колесные машины: разработка, производство, боевая эффективность, наука и образование» (Броня-2002) Часть 3. — Омск. 2002. — С. 38—41.

«миногоделевые гусеничные и колесные машины, разраоотка, производство, боевая эффективность, наука и образование» (Броня-2002) Часть 3. – Омск, 2002. – С. 38–41.

3. Свиридов Е.В., Федоров Р.Ю., Исабеков А.С. Теоретические основы формирования параметров автомобильной техники внутренних войск МВД России: монография. – Пермь: Перм. воен. ин.-т ВВ МВД России, 2013. – 114 с.

СИСТЕМА БЛОКИРОВКИ МЕЖКОЛЕСНОГО ДИФФЕРЕНЦИАЛА ПОЛНОПРИВОДНОГО АВТОМОБИЛЯ

 ${}^{1}\Gamma$ айзуллин М.Г., 2 Свиридов Е.В.

¹Пермский военный институт внутренних войск МВД России, Пермь, e-mail: marselgajzullin102@mail.ru; ²Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Пермь

Известно, что блокирование дифференциалов в полноприводных транспортных средствах (ТС) повышает проходимость. В случае торможения такого ТС на опорной поверхности (ОП) с низкими сцепными качествами не всеми колесами (при срабатывании одного контура тормозного привода и др.), блокирование трансмиссии обеспечивает еще и устойчивость торможения за счет перераспределения тормозных

сил по колесам через трансмиссию и оптимизации их реализации [1, 2].

Для создания жесткой, бездифференциальной связи между колесами необходимо наличие специальных устройств, обеспечивающих блокирование межколесных дифференциалов. В связи с этим был разработан механизм блокировки дифференциала, представленный на рис. 1. На рис. 2 представлено блокирующее устройство.

Механизм блокировки межколесного дифференциала содержит блокирующее устройство, включающее, по крайней мере, два взаимоповорачивающихся элемента - корпус 1 дифференциала и полуось 2. При этом блокирующее устройство представляет собой фрикционный механизм, состоящий из пакета фрикционных 3 и стальных дисков 4. Фрикционные диски 3 находятся в зацеплении с зубчатым венцом одного элемента 1 механизма блокировки, который является корпусом блокирующего устройства, а стальные 4 в зацеплении с зубчатым венцом второго элемента 2 блокирующего устройства, который снабжен двумя радиальными отверстиями 5 (рис. 2) подвода воздуха, соединенными внутренним каналом 6. Так же в состав устройства входят два управляющих поршня 7 и 8, головка подвода воздуха 9 (рис. 1) со штуцером 10, установленная на втором элементе 2 блокирующего устройства. Устройство снабжено системой управления подачей воздуха, состоящей из датчиков угловой скорости 11 и 12, установленных на полуосях 2 и 13, электронного блока управления 14, электромагнитного клапана управления 15, редукционного клапана 16, переключателя 17, соединительных воздуховодов 18 и электропроводов 19, 20, 21, 22, 23.

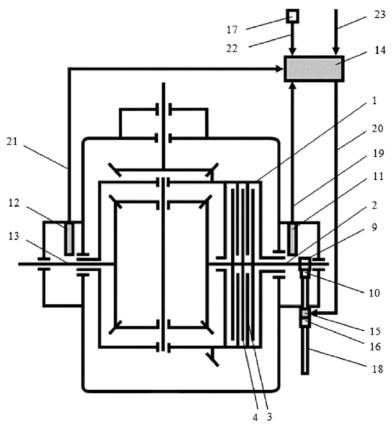


Рис. 1. Схема механизма блокировки дифференциала транспортного средства:
1 — корпус дифференциала; 2, 13 — полуоси; 3 — фрикционный диск; 4 — стальной диск; 9 — головка подвода воздуха; 10 — штуцер;
11, 12 — датчики угловой скорости; 14 — электронный блок управления; 15 — электромагнитный клапан; 16 — редукционный клапан;
17 — переключатель; 18 — воздуховод; 19, 20, 21, 22, 23 — электропровода