

УДК 629.083

**М.А.Подригало, Д.М.Клец, Н.Н.Потапов, М.П.Холодов**  
**Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет**  
**НОВОЕ В ТЕОРИИ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ АВТОМОБИЛЯ**

*Проведена теоретическая оценка возможности возникновения тягового, тормозного или свободного режима качения колеса, при одновременном действии крутящего и тормозного моментов. Уточнено распределение тормозных сил между осями полноприводной колесной машины при заблокированном приводе передних и задних колес в процессе торможения.*

**Ключевые слова:** полноприводный автомобиль, режим качения колеса, торможение, распределение тормозных сил.

*Рис 3. Форм 49. Лист 11*

*Проведено теоретичну оцінку можливості виникнення тягового, тормозного або вільного режиму кочення колеса при одночасній дії крутного та гальмівного моментів. Уточнено розподіл гальмівних сил між осями повнопривідної колісної машини при заблокованому приводі передніх та задніх коліс в процесі гальмування.*

**Ключові слова:** повнопривідний автомобіль, режим кочення колеса, гальмування, розподіл гальмівних сил.

*Transmission use for transfer of the brake moments to driving wheels are widely used in designs of wheel self-propelled cars. By some self-propelled cars brake mechanisms are installed on wheels of only one axis and these brakes through transmission carry out braking of wheels of the second leading bridge.*

*The cars having the blocked drive of forward and back (back) leading bridges, also have a redistribution through transmission of the brake moments between wheels according to normal loading falling on them and coefficient of coupling with the road.*

*Brake moments transfer process of the through transmission is a kind of the process called by parasitic power. In this case the ratio of total tangent reactions on wheels of forward and back axes changes. In known researches the question of a wheel swing isn't considered at simultaneous action of the brake and twisting moments that is possible when braking the wheel car having through transmission rigid connection of lobbies and back wheels. The assessment of possibility of emergence of traction efforts on the wheels which are on the verge of blocking at braking that can worsen brake properties of wheel cars is interesting.*

*The received analytical expressions allow to specify distribution of brake forces between axes of the all-wheel drive wheel car at the blocked drive of lobbies and back wheels in the course of braking.*

**Keywords:** all-wheel drive car, wheel swing mode, braking, brake forces distribution.

**Постановка проблемы.** При торможении колесных тракторов, имеющих тормозные механизмы на колесах одной оси (как правило, задней), используется блокировка привода передних и задних колес. Это позволяет повысить эффективность торможения машины без установки тормозных механизмов на колесах другой оси. При установке тормозных механизмов на все колеса, блокирование привода позволяет приблизить действительное распределение суммарных касательных реакций между колесами различных осей к идеальному, обеспечивающему курсовую устойчивость при торможении.

В настоящей статье рассмотрено движение колеса транспортно-тяговой машины (колесного трактора или автомобиля) при одновременном действии тормозного и крутящего моментов. Определены условия обеспечения тормозного, тягового или свободного режимов движения колеса. Определено, что при блокировании привода в процессе торможения полноприводной колесной машины на колесах, находящихся в худших по отношению к колесам второй оси условиях сцепления с дорогой, тяговый режим не возникает.

**Анализ последних достижений и публикаций.** Использование трансмиссии для передачи тормозных моментов к ведущим колесам широко используется [1] в конструкциях колесных тракторов и самоходных сельскохозяйственных машин. Получили распространение так называемые центральные тормоза, установленные в трансмиссии. Кроме того, на некоторых тракторах тормозные механизмы устанавливаются на колесах только одной оси и эти тормоза через трансмиссию осуществляют торможение колес второго ведущего моста. В этом случае, с началом торможения происходит автоматическое подключение указанного (дополнительного) ведущего моста к остальной части трансмиссии.

У автомобилей, имеющих заблокированный привод переднего и заднего (задних) ведущих мостов, также происходит перераспределение через трансмиссию тормозных моментов между

колесами в соответствии с приходящейся на них нормальной нагрузкой и коэффициентом сцепления с дорогой.

Хотя законодательно запрещено [2-4] устанавливать тормозные механизмы таким образом, чтобы между ними и тормозными колесами находились механические передачи, происходит нагружение трансмиссии крутящими моментами при торможении.

В известной литературе [5-7], посвященной динамике транспортно-тяговых колесных машин, не рассмотрен процесс торможения при жесткой связи между передними и задними колесами.

Процесс передачи тормозных моментов через трансмиссию является разновидностью процесса, названного в известной литературе [8] циркуляцией паразитной мощности. В этом случае изменяется соотношение суммарных касательных реакций на колесах передней и задней осей. В тяговом режиме движения ведущие колеса двигаются при действии толкающих сил и крутящих моментов. При равномерном движении такой режим качения колес назван «нейтральным» [8]. В работе [9] исследован процесс неравномерного движения жесткого колеса автомобиля при действии крутящего момента и толкающей силы (такой режим в работе [9] назван «вынужденным»). Определено, что в зависимости от соотношения величины крутящего момента на колесе и толкающей силы, направление касательной реакции в пятне контакта с дорогой может как совпадать с направлением движения (тяговый режим), так и быть ему противоположным (тормозной режим). В частном случае касательная реакция в пятне контакта колеса с дорогой может быть равна нулю. Такой режим качения колеса известен под названием «свободный» [8]. Однако в известных исследованиях не рассмотрен вопрос качения колеса при одновременном действии тормозного и крутящего моментов, что возможно при торможении колесной машины, имеющей через трансмиссию жесткое соединение передних и задних колес. Интересным является оценка возможности появления тяговых усилий на колесах, находящихся на грани блокирования при торможении, что может ухудшить тормозные свойства колесных машин.

**Цель и постановка задач исследования.** Целью исследования является улучшение тормозных свойств полноприводных колесных машин путем блокирования привода передних и задних ведущих колес в процессе торможения. Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- исследовать процесс качения колеса при одновременном действии тормозного и крутящего моментов;
- определить касательные реакции дороги на колесах полноприводного автомобиля при торможении с заблокированным приводом передних и задних колес;
- определить распределение тормозных сил между осями при заблокированном приводе передних и задних колес машины.

**Качение колеса при совместном действии тормозного и крутящего моментов.** Касательная реакция дороги в этом случае определяется соотношением величины тормозного и крутящего моментов. Используя рис.1, составим уравнение динамики вращательного движения колеса

$$J_k^{np} \cdot \dot{\omega}_k = R_x \cdot r_0 - M_f - M_T + M_k, \quad (1)$$

где  $J_k^{np}$  – приведенный к колесу момент инерции вращающихся масс трансмиссии, включая собственный момент инерции колеса;

$\dot{\omega}_k$  – угловые ускорения колеса;

$R_x$  – касательная реакция дороги на колесо;

$r_0$  – динамический радиус колеса;

$M_T; M_k$  – тормозной и крутящий моменты, приложенные к колесу;

$M_f$  – момент сопротивления качению колеса.

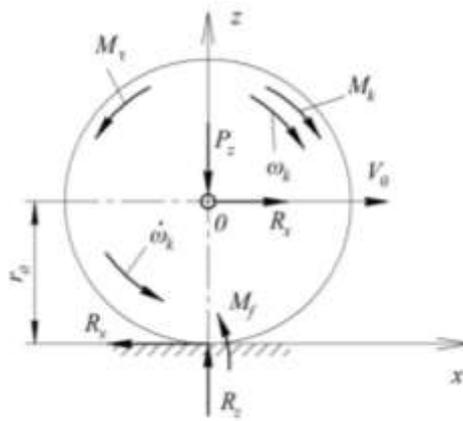


Рис. 1. Схема сил, действующих на одиночное колесо при совместном действии тормозного и крутящего моментов

Момент сопротивления качению колеса:

$$M_f = R_z \cdot f \cdot r_0, \quad (2)$$

где  $R_z$  – нормальная реакция дороги на колесо;  
 $f$  – коэффициент сопротивления качению.

Из уравнения (1) с учетом (2) определим касательную реакцию дороги на колесе

$$R_x = \frac{J_{\kappa}^{np}}{r_0} \cdot \dot{\omega}_k - \frac{M_k}{r_0} + \frac{M_T}{r_0} + f \cdot R_z \quad (3)$$

Тормозной режим качения колеса будет обеспечен при  $R_x > 0$  и  $\dot{\omega}_k < 0$ . Из уравнения (3) определим условие получения тормозного режима качения колеса

$$M_k < M_T + J_{\kappa}^{np} \cdot \dot{\omega}_k + R_z \cdot f \cdot r_0. \quad (4)$$

Движение в тяговом режиме будет обеспечено при  $R_x < 0$  и  $\dot{\omega}_k > 0$ , т.е.

$$M_k > M_T + J_{\kappa}^{np} \cdot \dot{\omega}_k + R_z \cdot f \cdot r_0. \quad (5)$$

Движение в свободном режиме возникнет при  $R_x = 0$  и  $\dot{\omega}_k = 0$

$$M_k = M_T + R_z \cdot f \cdot r_0. \quad (6)$$

**Торможение колесной машины при заблокированном приводе передних и задних колес.** При торможении и жесткой кинематической связи между передними и задними колесами машины колеса менее нагруженной оси догружаются крутящим моментом  $M_{k_2}$ , передаваемым со стороны колес более нагруженной оси (рисунок 2).

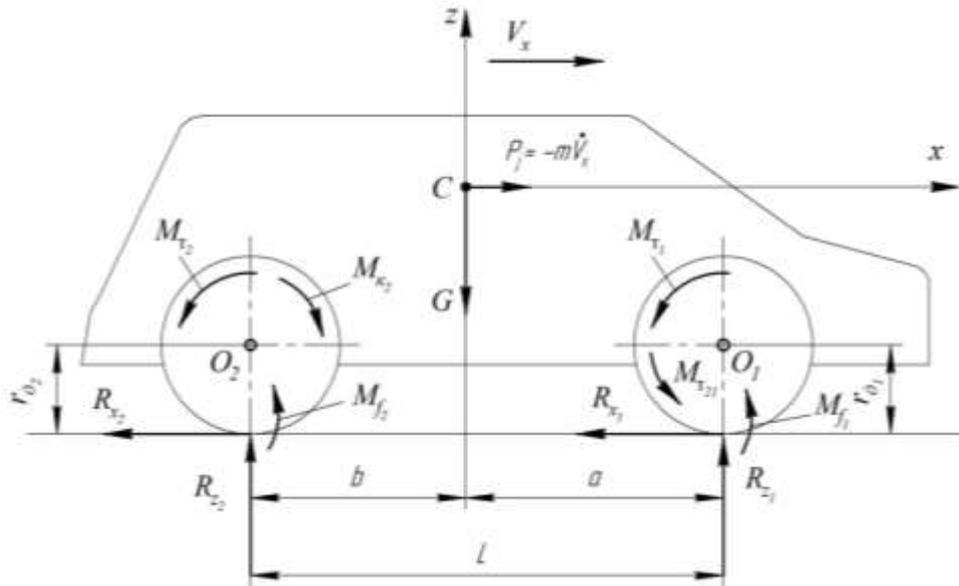


Рис. 2. Схема сил и моментов, действующих на полноприводный автомобиль с заблокированным межосевым приводом

Предположим, что при разблокированном приводе передних и задних колес первыми доводятся до грани блокирования задние колеса (наиболее вероятный случай). При заблокированном приводе указанных колес суммарные касательные реакции дороги на передних и задних колесах в процессе торможения будут равны

$$R_{x1} = \frac{J_{\kappa_1}^{np}}{r_{\partial_1}} \cdot \dot{\omega}_{k_1} + \frac{M_{\tau_{21}}}{r_{\partial_1}} + \frac{M_{\tau_1}}{r_{\partial_1}} + f \cdot R_{z_1}, \quad (7)$$

$$R_{x_2} = \frac{J_{\kappa_2}^{np}}{r_{\partial_2}} \cdot \dot{\omega}_{k_2} + \frac{M_{\tau_2}}{r_{\partial_2}} - \frac{M_{\kappa_2}}{r_{\partial_2}} + f \cdot R_{z_2}, \quad (8)$$

где  $\dot{\omega}_{k_1}$ ;  $\dot{\omega}_{k_2}$  – угловые ускорения передних и задних колес, соответственно;

$J_{\kappa_1}^{np}$ ;  $J_{\kappa_2}^{np}$  – приведенные к передним и задним колесам моменты инерции трансмиссии;

$r_{\partial_1}$ ;  $r_{\partial_2}$  – динамические радиусы передних и задних колес;

$R_{z_1}$ ;  $R_{z_2}$  – суммарные нормальные реакции дороги, приходящиеся на передние и задние колеса;

$M_{\tau_1}$ ;  $M_{\tau_2}$  – суммарные тормозные моменты, создаваемые передними и задними тормозными механизмами;

$M_{\kappa_2}$  – крутящий момент подводимый к задним колесам через трансмиссию от передних колес, находящихся в лучших условиях сцепления с дорогой;

$M_{\tau_{21}}$  – дополнительный тормозной момент, подводимый через трансмиссию к передним колесам от задних колес, находящихся в худших условиях сцепления с дорогой.

Принимая, что у автомобиля на передних и задних колесах установлены шины одинакового радиуса и, допуская, что они абсолютно жесткие, получим

$$r_{\partial_1} = r_{\partial_2} = r_{\partial}. \quad (9)$$

У колесних тракторів передні і задні колеса можуть мати різні діаметри; причому  $r_{\delta_2} > r_{\delta_1}$ . Очевидно, що

$$M_{\kappa_2} = \frac{M_{\tau_{21}}}{u_{2-1}}, \quad (10)$$

где  $u_{2-1}$  – передаточне відношення від задніх колес до передніх.

Для повноприводних автомобілів  $u_{2-1} = 1$ . Для колесних тракторів при  $r_{\delta_2} > r_{\delta_1}$

$$u_{2-1} = \frac{r_{\delta_1}}{r_{\delta_2}}. \quad (11)$$

При допущенні, що трансмісія колесної машини представляє собою абсолютно жорстке тіло (при крученні), отримаємо

$$\dot{\omega}_{k_2} = u_{2-1} \cdot \dot{\omega}_{k_1} = \frac{r_{\delta_1}}{r_{\delta_2}} \cdot \dot{\omega}_{k_1} \quad (12)$$

При  $r_{\delta_2} = r_{\delta_1}$  отримаємо

$$\dot{\omega}_{k_2} = \dot{\omega}_{k_1} = \dot{\omega}_k. \quad (13)$$

При розблокованому приводі передніх і задніх колес машини найбільш ймовірним випадком є доведення до межі блокування задніх колес. Для цього випадку, з рівняння (8) при  $M_{\kappa_2} = 0$ , отримаємо

$$R_{x_{2\max}} = \frac{J_{\kappa_2}^{np}}{r_{\delta_2}} \cdot \dot{\omega}_{k_2} + \frac{M_{\tau_2}}{r_{\delta_2}} + f \cdot R_{z_2} = \varphi_{x_{\max}} \cdot R_{z_2}, \quad (14)$$

где  $\varphi_{x_{\max}}$  – максимальне значення продольного коефіцієнта сцеплення.

При блокуванні колеса  $\dot{\omega}_{k_2} = 0$ ;  $f = 0$  і рівняння (14) спроститься

$$R_{x_{2\max}} = \frac{M_{\tau_{2\max}}}{r_{\delta_2}} = \varphi_{x_{\max}} \cdot R_{z_2}. \quad (15)$$

При заблокованому приводі ведучих колес сумарний гальмівний момент на задніх колесах дорівнює

$$M_{\tau_2} = \frac{1 - \beta_1}{\beta_1} \cdot M_{\tau_1}, \quad (16)$$

где  $\beta_1$  – коефіцієнт розподілу загального гальмівного моменту на передню вісь машини,

$$\beta_1 = \frac{M_{\tau_1}}{M_{\tau_1} + M_{\tau_2}}. \quad (17)$$

Из уравнения (7) определим

$$M_{T_{21}} = R_{x_1} \cdot r_{\partial_1} - J_{\kappa_1}^{np} \cdot \dot{\omega}_{k_1} - M_{T_1} - f \cdot R_{z_1}. \quad (18)$$

Величина  $M_{T_{21}} = (M_{T_{21}})_{\max}$  при

$$R_{x_1} = \varphi_{x_{max}} \cdot R_{z_1} \quad (19)$$

Подставляя (19) в (18), получим

$$(M_{T_{21}})_{\max} = R_{z_1} \cdot (\varphi_{x_{max}} - f) \cdot r_{\partial_1} - J_{\kappa_1}^{np} \cdot \dot{\omega}_{k_1} - M_{T_1}. \quad (20)$$

Уравнение (8) с учетом (10), (11), (12) и (20) примет вид

$$R_{x_2} = \left( \frac{J_{\kappa_2}^{np}}{r_{\partial_2}^2} r_{\partial_1} + \frac{J_{\kappa_1}^{np}}{r_{\partial_1}} \right) \cdot \dot{\omega}_{k_1} + G \cdot f - R_{z_1} \cdot \varphi_{x_{max}} + M_{T_1} \cdot \frac{\frac{1}{\beta_1} + \frac{r_{\partial_2}}{r_{\partial_1}} - 1}{r_{\partial_2}}. \quad (21)$$

Учитывая, что

$$M_{T_1} = \beta_1 \cdot M_{T_{\Sigma}}, \quad (22)$$

преобразуем (21) к виду

$$R_{x_2} = \left( \frac{J_{\kappa_2}^{np}}{r_{\partial_2}^2} r_{\partial_1} + \frac{J_{\kappa_1}^{np}}{r_{\partial_1}} \right) \cdot \dot{\omega}_{k_1} + G \cdot f - R_{z_1} \cdot \varphi_{x_{max}} + M_{T_{\Sigma}} \cdot \frac{1 + \beta_1 \left( \frac{r_{\partial_2}}{r_{\partial_1}} - 1 \right)}{r_{\partial_2}}, \quad (23)$$

где  $M_{T_{\Sigma}}$  – суммарный тормозной момент на передних и задних колесах,

$$M_{T_{\Sigma}} = M_{T_1} + M_{T_2}. \quad (24)$$

Суммарная касательная реакция  $R_{x_2}$  на задних колесах получает отрицательное значение в случае, если вектор силы реакции  $R_{x_2}$  получает направление в сторону движения машины (см. рис. 2). В этом случае, по условию  $R_{x_2} < 0$  из (23) получим неравенство

$$\left( \frac{J_{\kappa_2}^{np}}{r_{\partial_2}^2} r_{\partial_1} + \frac{J_{\kappa_1}^{np}}{r_{\partial_1}} \right) \cdot \dot{\omega}_{k_1} + G \cdot f - R_{z_1} \cdot \varphi_{x_{max}} + M_{T_{\Sigma}} \cdot \frac{1 + \beta_1 \left( \frac{r_{\partial_2}}{r_{\partial_1}} - 1 \right)}{r_{\partial_2}} < 0. \quad (25)$$

Преобразуя неравенство (25), определим

$$M_{T_{\Sigma}} < \frac{-G \cdot f + R_{z_1} \cdot \varphi_{x_{max}} - \dot{\omega}_{k_1} \cdot r_{\partial_1} \cdot \left( \frac{J_{\kappa_2}^{np}}{r_{\partial_2}^2} + \frac{J_{\kappa_1}^{np}}{r_{\partial_1}^2} \right)}{\left( 1 + \beta_1 \left( \frac{r_{\partial_2}}{r_{\partial_1}} - 1 \right) \right) / r_{\partial_2}}. \quad (26)$$

Произведем почленное сложение левых и правых частей уравнений (7) и (8). В результате получим с учетом соотношений (10), (11)

$$R_{x_1} + R_{x_2} = \dot{\omega}_{k_1} \cdot r_{\partial_1} \left( \frac{J_{\kappa_1}^{np}}{r_{\partial_1}^2} + \frac{J_{\kappa_2}^{np}}{r_{\partial_2}^2} \right) + G \cdot f + \frac{M_{T_1}}{r_{\partial_1}} + \frac{M_{T_2}}{r_{\partial_2}}. \quad (27)$$

С учетом уравнений (17) и (24) определим

$$\frac{M_{T_1}}{r_{\partial_1}} + \frac{M_{T_2}}{r_{\partial_2}} = M_{T_{\Sigma}} \cdot \frac{1 + \beta_1 \left( \frac{r_{\partial_2}}{r_{\partial_1}} - 1 \right)}{r_{\partial_2}}. \quad (28)$$

Принимая условие, что задние колеса находятся на пределе буксования или буксуют, получим

$$R_{x_2} = \varphi_{x_{max}} \cdot R_{z_2}. \quad (29)$$

При этом на передних колесах также реализуется предельная сила по сцеплению, т.е.

$$R_{x_1} = \varphi_{x_{max}} \cdot R_{z_1}. \quad (30)$$

Подставляя (28), (29), (30) в уравнение (27), определим из последнего

$$M_{T_{\Sigma}} = \frac{G(\varphi_{x_{max}} - f) - \dot{\omega}_{k_1} \cdot r_{\partial_1} \cdot \left( \frac{J_{\kappa_1}^{np}}{r_{\partial_1}^2} + \frac{J_{\kappa_2}^{np}}{r_{\partial_2}^2} \right)}{\left[ 1 + \beta_1 \left( \frac{r_{\partial_2}}{r_{\partial_1}} - 1 \right) \right] / r_{\partial_2}}. \quad (31)$$

Неравенство (26) после подстановки в его левую часть правой части (31) примет вид после преобразований

$$G(\varphi_{x_{max}} - f) < G(\varphi_{x_{max}} - f) - R_{z_2} \cdot \varphi_{x_{max}}. \quad (32)$$

или

$$-R_{z_2} \cdot \varphi_{x_{max}} > 0, \quad (33)$$

что противоречит физическому смыслу.

Таким образом, при торможении колесной машины и блокировании привода передних и задних колес режим движения колес одной из осей (находящейся в худших условиях по сцеплению) не может быть тяговым.

**Определение распределения тормозных сил между осями при заблокированном приводе передних и задних колес машины.** Расчетная схема действия сил и моментов, действующих на полноприводный автомобиль с заблокированным приводом (рис. 2), может быть модифицирована с учетом рекомендаций, приведенных в работе [11] (см. рис. 3)

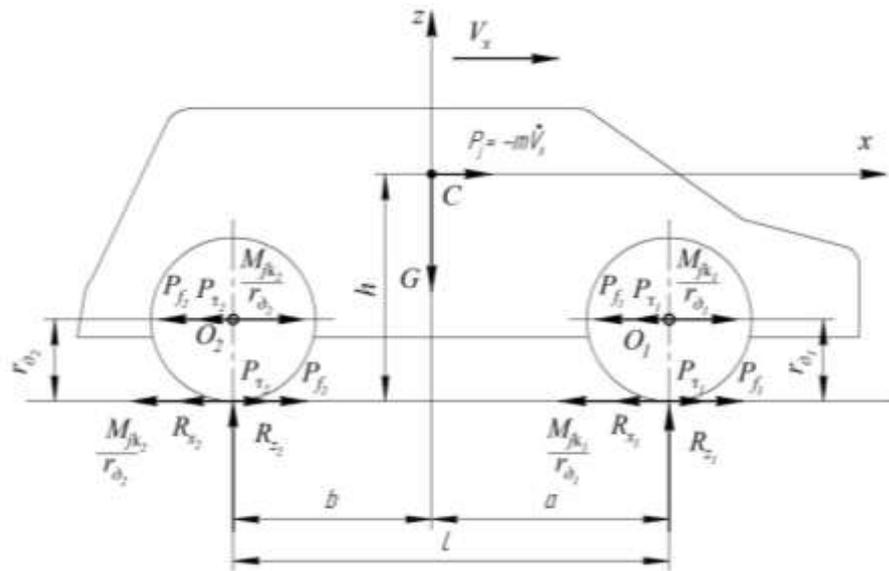


Рис. 3. Приведение моментов сопротивления качению, тормозных и инерционных моментов к силам, приложенным на осях машины

Распределение тормозных сил между осями определяется коэффициентом (долей) распределения общей тормозной силы на переднюю ось колесной (двухосной) машины

$$\beta_1 = \frac{P_{T_1}}{P_T} = \frac{P_{T_1}}{P_{T_1} + P_{T_2}}. \quad (34)$$

где  $P_{T_1}$ ;  $P_{T_2}$  – суммарные тормозные силы, создаваемые тормозными механизмами передних и задних колес машины, соответственно;

$P_T$  – общая тормозная сила колесной машины.

При поддержании всех колес на пределе блокирования (что возможно при жестком соединении передних и задних колес) справедливы соотношения

$$P_T = (\varphi_{x_{max}} - f) \cdot G \quad (35)$$

$$P_{T_1} = (\varphi_{x_{max}} - f) \cdot R_{z_1} \quad (36)$$

$$P_{T_2} = (\varphi_{x_{max}} - f) \cdot R_{z_2} \quad (37)$$

После подстановки (35) и (36) в (34) получим

$$\beta_1 = \frac{R_{z_1}}{G}. \quad (38)$$

Определим суммарную нормальную реакцию на передних колесах машины. Сумма моментов всех сил относительно центра масс  $C$  машины

$$R_{z_1} \cdot a - R_{z_2} \cdot b + \left( P_{\tau_2} + P_{f_2} - \frac{M_{jk_2}}{r_{\delta_2}} \right) \cdot (h - r_{\delta_2}) + \left( P_{\tau_1} + P_{f_1} - \frac{M_{jk_1}}{r_{\delta_1}} \right) \cdot (h - r_{\delta_1}) = 0 \quad (39)$$

Учитывая следующие соотношения:

$$R_{z_2} = G - R_{z_1}; \quad (40)$$

$$\frac{M_{jk_1}}{r_{\delta_1}} = \frac{J_{\kappa_1}^{np}}{r_{\delta_1}^2} \cdot j_x; \quad (41)$$

$$\frac{M_{jk_2}}{r_{\delta_2}} = \frac{J_{\kappa_2}^{np}}{r_{\delta_2}^2} \cdot j_x; \quad (42)$$

$$P_{f_1} = R_{z_1} \cdot f; \quad (43)$$

$$P_{f_2} = R_{z_2} \cdot f, \quad (44)$$

определим после преобразований

$$R_{z_1} = \frac{G \left( \frac{b}{L} + f \frac{h - r_{\delta_2}}{L} \right) + P_{\tau_1} \frac{h - r_{\delta_1}}{L} + P_{\tau_2} \frac{h - r_{\delta_2}}{L} - j_x \left( \frac{J_{\kappa_1}^{np}}{r_{\delta_1}^2} \cdot \frac{h - r_{\delta_1}}{L} + \frac{J_{\kappa_2}^{np}}{r_{\delta_2}^2} \cdot \frac{h - r_{\delta_2}}{L} \right)}{1 - f \cdot \frac{r_{\delta_2} - r_{\delta_1}}{L}}, \quad (45)$$

где  $j_x$  – замедление автомобиля.

Замедление автомобиля может быть определено как

$$j_x = \frac{G(\varphi_{x_{max}} + f)}{m} = g(\varphi_{x_{max}} + f), \quad (46)$$

где  $m$  – общая масса автомобиля.

Уравнение (45) с учетом (34), (36), (37) и (46) примет вид

$$R_{z_1} = G \frac{\frac{b}{L} + \varphi_{x_{max}} \cdot \frac{h - r_{\delta_2}}{L} - (\varphi_{x_{max}} + f) \cdot \left( \frac{J_{\kappa_1}^{np}}{m \cdot r_{\delta_1}^2} \cdot \frac{h - r_{\delta_1}}{L} + \frac{J_{\kappa_2}^{np}}{m \cdot r_{\delta_2}^2} \cdot \frac{h - r_{\delta_2}}{L} \right)}{1 - \varphi_{x_{max}} \cdot \frac{r_{\delta_2} - r_{\delta_1}}{L}}, \quad (47)$$

Разделив левую и правую часть (47) на  $G$  (см. соотношение (38)), получим

$$\beta_1 = \frac{\frac{b}{L} + \varphi_{x_{max}} \cdot \frac{h-r_{\partial_2}}{L} - (\varphi_{x_{max}} + f) \cdot \left( \frac{J_{\kappa_1}^{np}}{m \cdot r_{\partial_1}^2} \cdot \frac{h-r_{\partial_1}}{L} + \frac{J_{\kappa_2}^{np}}{m \cdot r_{\partial_2}^2} \cdot \frac{h-r_{\partial_2}}{L} \right)}{1 - \varphi_{x_{max}} \cdot \frac{r_{\partial_2} - r_{\partial_1}}{L}}. \quad (48)$$

Выражение (48) характеризует распределение тормозных сил между осями колесной машины при блокировании привода передних и задних колес. Если принять  $r_{\partial_1} = r_{\partial_2} = r_{\partial}$ , то выражение (48) примет вид

$$\beta_1 = \frac{b}{L} + \varphi_{x_{max}} \cdot \frac{h-r_{\partial}}{L} - (\varphi_{x_{max}} + f) \cdot \frac{h-r_{\partial}}{m \cdot r_{\partial}^2 \cdot L} (J_{\kappa_1}^{np} + J_{\kappa_2}^{np}). \quad (49)$$

### Выводы

1. В результате проведенного исследования определены условия, при которых качение колеса будет происходить в тяговом, тормозном или свободном режиме при одновременном действии крутящего и тормозного моментов.

2. При блокировании привода передних и задних ведущих колес полноприводной машины не происходит в процессе торможения качения в тяговом режиме колес оси, находящихся в худших условиях сцепления.

3. Полученные аналитические выражения позволяют уточнить распределение тормозных сил между осями полноприводной колесной машины при заблокированном приводе передних и задних колес в процессе торможения.

1. Тенденции развития объемного гидропривода переднего ведущего моста тракторов и самоходных сельхозмашин. Обзорная информация / [К.И. Городецкий, Э.Б. Жарикова, И.С. Воронин, А.Б. Халецкий, Ю.Б. Рахлевский]. – М.: ЦНИИТЭИ Тракторосельхозмаш. – Вып. 5, 1980. – 34 с.
2. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження дорожніх транспортних засобів категорій М, N і O стосовно гальмування (Правила ЕЭК ООН № 13-07,08: 1996, УДТ): ДСТУ UN/ECE R 13-07,08 2002 – [Чинний від 2002-07-24]. – К.: Держпозжистандарт України, 2002. – 180с. – (Національний стандарт України).
3. Засоби транспортні сільськогосподарські та лісогосподарські. Визначення гальмівних характеристик (ISO 5697:1982, IDT): ДСТУ ISO 5697: 2005 – [Чинний від 2008-01-01]. – К.: Держпозживстандарт України, 2007. – 19с. – (Національний стандарт України).
4. Вимоги до технічного стану тракторів, самохідних шасі, самохідних сільськогосподарських, дорожньо – будівельних і меліоративних машин, сільськогосподарської техніки, інших механізмів. Наказ Міністерства аграрної політики України 06.05.2009 №316. Зарєстровано в Міністерстві юстиції України 2009.05.26. за №462/16478.
5. Антонов Д.А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей / [Д.А. Антонов]. – М.: Машиностроение, 1978. – 216с.
6. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / [Е.Е. Александров, Д.О. Волонцевич, В.А. Карпенко и др.]; под ред. А.Н. Туренко. – Х.: Изд-во ХГАДТУ (ХАДИ), 2001. – 642 с.
7. Тормозные свойства и тормозные механизмы колесных тракторов / [М.А. Подригало, В.П. Волков, В.А. Павленко, Я.А. Бобров, Д.В. Абрамов]; под ред. М.А. Подригало. – Х.: Изд-во ХНАДУ, 2007. – 507 с.
8. Чудаков Е.А. Циркуляция паразитной мощности в механизмах бездифференциального автомобиля / Е.А. Чудаков. – М.: Машгиз, 1950. – 79 с.
9. Подригало М.А. Движение жесткого автомобильного колеса при действии крутящего момента и толкающей силы / М.А. Подригало, Н.Н. Потапов // Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2011. – Вып. 28. – с. 14-17.
10. Подригало М.А. Влияние тормозных моментов на величину динамических вертикальных реакций дороги на осях автомобиля / М.А. Подригало, В.И. Назаров // Автомобильная промышленность, 2011. – №8. – с. 23-25.
11. Подригало М.А. Качение автомобильного колеса и определения понятия «тяговая сила» / М.А. Подригало // Автомобильная промышленность, 2007. – №1. – с. 25-26.

Стаття надійшла до редакції 10.04.2014.